

F 3132

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI

Tomul XXIX (XXXIII)

Fasc. 1 — 4

CG1 112.

Secția IV

CONSTRUCȚII DE MAȘINI

1983



1871-1872

1873-1874

1875-1876

1877-1878



COLEGIUL DE REDACȚIE

Prof. dr. doc. VAL. BILDAU
Prof. dr. doc. N. V. BOȚAN
Prof. dr. ing. M. GABRIAN (președinte)
Prof. dr. P. MALCOMBTE

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI

Tomul XXIX (XXXIII)

Fasc. 1—4

Secția V

CONSTRUCȚII DE MAȘINI

Prof. dr. doc. D. MANGIRON
(redactor responsabil)
Prof. dr. doc. ing. ALFRED BRAIER
(secretar)

Asist. ing. ANETA BRAIER
(redactor)

1983

IV. CONSTRUCȚII DE MAȘINI

Prof. dr. ing. V. BELOUZOV
Prof. dr. ing. P. MATRI
Prof. dr. ing. C. PICOȘ

COLEGIUL DE REDACȚIE

Prof. dr. doc. VAL. BLIDARU
Prof. dr. doc. N. V. BOȚAN
Prof. dr. ing. M. GAFÎȚANU (președinte)
Prof. dr. P. MÂLCOMETE
Prof. dr. doc. D. MANGERON
Prof. dr. ing. T. SILION
Acad. prof. dr. doc. CR. SIMIONESCU
Prof. dr. ing. I. VLAD

COMITETUL DE REDACȚIE
AL SECȚIEI

IV. CONSTRUCȚII DE MAȘINI

Prof. dr. ing. V. BELOUSOV
Prof. dr. ing. P. MATEI
Prof. dr. ing. C. PICOȘ

REDACȚIA

Prof. dr. doc. D. MANGERON
(redactor responsabil)
Prof. dr. doc. ing. ALFRED BRAIER
(secretar)
Asist. ing. ANETA BRAIER
(redactor)

Secția IV

CONSTRUCȚII DE MAȘINI

CUPRINS

	Pag.
I. ALEXANDRU, GH. AILINCĂI și V. BULANCEA, Redistribuirea elementelor de aliere între matrice și carburi și modificarea parametrilor cantitativi ai fazei carburice din oțelurile rapide prin criotratamente (engl., rez. rom.) . . .	7
ADRIAN DIMA și N. SCÎNTEIANU, Cercetări pe model experimental privind funcționarea arzătorului tip „sferă” de joasă presiune (franc., rez. rom.) : .	13
ILIE SIMINICEANU, CORNELIU PETRILĂ și AL. POP, Modelarea procesului de sinteză a metanolului la presiuni joase. (I) Stoichiometria și echilibrul (germ., rez. rom.)	19
MIRCEA ZUGRĂVEL, RADU GAIGINSCHI, VIRGIL GIURCĂ, CONDRAT-ADRIAN HOMUTESCU, N. WASZKIEWICZ-FILIOREANU și D. PAȘA, Cercetări privind adaptarea pe autoturism a motorului ARO L-25 alimentat prin injecție directă de metanol (germ., rez. rom.)	25
TRAIAN VIDRAȘCU, Limitele energetice ale convertorului push-pull al sistemului de aprindere electrică de tip capacitiv (engl., rez. rom.)	35
MIRCEA ZUGRĂVEL, CONDRAT-ADRIAN HOMUTESCU, N. WASZKIEWICZ-FILIOREANU și D. PAȘA, Determinarea parametrilor funcționali la pompa rotativă de injecție cu piston separator și secțiune exterioară de pompare (franc., rez. rom.)	39
N. GHERGHEL, MAGDA GHERGHEL, EUSEBIU TURCULEȚ și MARIN ZARJIȚCHI, Cercetări experimentale comparative asupra capacității de strângere a platourilor electromagnetice (germ., rez. rom.)	47
LIVIA ȚURA și M. ȚURA, Asupra preciziei și stabilității dimensiunilor la prelucrarea pe mașini-unelte cu sistem de control activ (engl., rez. rom.)	59
OCTAV BRUDARU și COSTACHE RUSU, Model euristic de echilibrare a încărcării liniilor tehnologice (engl., rez. rom.)	65
MONICA VOICU, LUMINIȚA LUPU și EUGEN POPA, Perfecționarea organizării producției într-o secție de montaj utilaje cu producție unică și de serie mică (franc., rez. rom.)	71
D. ZETU și GH. UNGUREANU, Contribuții privind utilizarea funcției G 92 în programarea mașinilor-unelte cu comandă numerică (engl., rez. rom.) . . .	75
VICTOR ZUBCU, C. CREȚU, C. HARJA, C. SĂRMĂȘAN și DORINA-SILVIA ZUBCU, Posibilități de realizare a unui contor de căldură pentru abur supraîncălzit (I) (engl., rez. rom.)	87
MIRCEA COZMÎNCĂ, CRISTIAN CONSTANTINESCU și IULIAN ROMANESCU, Asupra geometriei burghielor pentru găuri adânci (engl., rez. rom.) . .	93
DRAGOȘ PARASCHIV, ANTON POPESCU și NINA AFRĂSINEI, Considerații privind influența regimurilor de lucru asupra tensiunilor din stratul superficial la frezarea și rectificarea plană (engl., rez. rom.)	99

Section IV

MACHINE CONSTRUCTION

CONTENTS

	Pag.
I. ALEXANDRU, GH. AILINCĂI and V. BULANCEA, The Redistribution of Alloying Elements Between the Matrix and Carbides, and the Modification of Quantitative Parameters of Carbide Phase from High-Speed Steels by Means of Cryotreatments (English, Romanian summary)	7
ADRIAN DIMA et N. SCÎNTEIANU, Recherches sur modèle expérimental portant sur le fonctionnement du brûleur type „sphère” à basse pression (French, Romanian summary)	13
ILIE SIMINICEANU, CORNELIU PETRILĂ and AL. POP, Modellierung des Syntheseverfahrens von Methanol bei niederem Druck. (I) Stöchiometrie und Gleichgewicht (German, Romanian summary)	19
MIRCEA ZUGRĂVEL, RADU GAIGINSCHI, VIRGIL GIURCĂ, CONDRA-ADRIAN HOMUTESCU, N. WASZKIEWICZ-FILIOREANU and D. PAȘA, Forschungen zur Brennstoffversorgung des Aro L-25-Motors durch direkte Methanoleinspritzung, angepasst für Personenkraftwagen (German, Romanian summary)	25
TRAIAN VIDRAȘCU, The Energetic Limits of the Push-Pull Converter of Capacitive Discharge Ignition System (English, Romanian summary)	35
MIRCEA ZUGRĂVEL, CONDRA-ADRIAN HOMUTESCU, N. WASZKIEWICZ-FILIOREANU et D. PAȘA, Détermination des paramètres fonctionnels de la pompe rotative d'injection à piston séparateur et section de pompage extérieure (French, Romanian summary)	39
N. GHERGHEL, MAGDA GHERGHEL, EUSEBIU TURCULET and MARIN ZARJIȚCHI, Vergleichende experimentelle Untersuchungen zum Aufspannvermögen elektromagnetischer Planscheiben (German, Romanian summary)	47
LIVIA ȚURA and M. ȚURA, On the Dimension Precision and Stability during Processing on Machine Tools by Active Control Systems (English, Romanian summary)	59
OCTAV BRUDARU and COSTACHE RUSU, An Heuristic Model for Charge Balancing of Technological Lines (English, Romanian summary)	65
MONICA VOICU, LUMINIȚA LUPU et EUGEN POPA, Le perfectionnement de l'organisation de la production dans une section de montage d'outillages à fabrication unique et en petite série (French, Romanian summary)	71
D. ZETU and GH. UNGUREANU, Contribution on the Usage of G 92 Function for Programming Numerically Controlled Machine Tools (English, Romanian summary)	75
VICTOR ZUBCU, M. CREȚU, C. HARJA, C. SĂRMĂȘAN and DORINA-SILVIA ZUBCU, Superheated Steam Heatmeter Building Means (I) (English, Romanian summary)	87
MIRCEA COZMÎNCĂ, CRISTIAN CONSTANTINESCU and IULIAN ROMĂNESCU, On the Geometry of Deep-Hole Drills (English, Romanian summary)	93
DRAGOȘ PARASCHIV, ANTON POPESCU and NINA AFRĂSIENI, Considerations on Superficial Stresses Induced by Face Milling and Grinding (English, Romanian summary)	99

Секция IV

КОНСТРУКЦИЯ МАШИН

СОДЕРЖАНИЕ

	Pag.
И. АЛЕКСАНДРУ, Г. АИЛИНКЭИ и В. БУЛАНЧЯ, Перераспределение легирующих элементов между матрицей и карбидами и изменение количественных параметров углеродистой фазы быстрорежущих сталей при низкотемпературных тепловых обработках (англ., рез. рум.)	7
АДРИАН ДИМА и Н. СКЫНТЕЯНУ, Исследования на экспериментальной модели относительно функционирования форсунки нижнего давления типа „сфера“ (франц., рез. рум.)	13
ИЛИЕ СИМИНИЧЯНУ, КОРНЕЛЮ ПЕТРИЛЭ и А.Л. ПОП, Моделирование процесса синтез метаноля на низких давлениях (I) (нем., рез. рум.)	19
МИРЧЯ ЗУГРЭВЕЛ, РАДУ ГАИДЖИНСКИ, ВИРДЖИЛ ДЖЮРКЭ, КОНДРАТ-АДРИАН ХОМУТЕСКУ, Н. ВАЗКИЕВИЧ-ФИЛИО-РЯНУ и Д. ПАША, Исследование применения двигателей АРО Л-25 работающий с впрыскивающей системы подачи метаноля на автомобиль (нем., рез. рум.)	25
ТРАИАН ВИДРАШКУ, Энергетические ограничения конвертера конденсаторной системы зажигания (англ., рез. рум.)	35
МИРЧЯ ЗУГРЭВЕЛ, КОНДРАТ-АДРИАН ХОМУТЕСКУ, Н. ВАЗКИЕВИЧ-ФИЛИОРЯНУ и Д. ПАША, Исследование рабочих параметров топливоподающей аппаратуры с распределительным с разделяющими плунжерами и наружными секциями нагнетания (франц., рез. рум.)	39
Н. ГЕРГЕЛ, МАГДА ГЕРГЕЛ, ЭУСЕБЮ ТУРКУЛЕЦ, Исследования электромагнитных плит (нем., рез. рум.)	47
ЛИВИЯ ЦУРА и М. ЦУРА, О точности и стабильности размеров при обработке резанием системами активного контроля (англ., рез. рум.)	59
ОКТАВ БРУДАРУ и КОСТАКЕ РУСУ, Эвристическая модель уравновешивания загрузки технологических линий (англ., рез. рум.)	65
МОНИКА ВОИКУ, ЛУМИНИЦА ВОИКУ и ЭУДЖЕН ПОПА, Усовершенствование организации производства цеха для сбора уникального оборудования малой серийности (франц., рез. рум.)	71
Д. ЗЕТУ и Г. УНГУРЯНУ, Применение функций G 92 на программирование металлорежущих станков с ЧПУ (англ., рез. рум.)	75
ВИКТОР ЗУБКУ, М. КРЕЦУ, К. ХАРЖА, К. СЭРМЭШАН и ДОРИНА-СИЛВИЯ ЗУБКУ, Возможности выполнения тепломера для перегретого пара (I) (англ., рез. рум.)	87
МИРЧЯ КОЗМЫНКЭ, КРИСТИАН КОНСТАНТИНЕСКУ и ЮЛИАН РОМАНЕСКУ, О геометрии режущей части сверл для глухого сверления (англ., рез. рум.)	93
ДРАГОШ ПАРАСКИВ, АНТОН ПОПЕСКУ и НИНА АФРЭСИНЕИ, Соображения относящиеся на влияние режиммы резания на напряжения поверхностного слоя при плоском фрезировании и шлифовании (англ., рез. рум.)	99

HNHJAM RNHJ9THOJH

ГОДЕРЖАНЕ

THE REDISTRIBUTION OF ALLOYING ELEMENTS BETWEEN THE MATRIX AND CARBIDES, AND THE MODIFICATION OF QUANTITATIVE PARAMETERS OF CARBURIC PHASE FROM HIGH-SPEED STEELS BY MEANS OF CRYOTREATMENTS

BY

I. ALEXANDRU, GH. AILINCĂI and V. BULANCEA

The increase of the cutting properties of the high-speed steel cutting tools by means of the thermal treatments at cryogenic temperatures cannot be simply explained only by the supplementary influence of the martensite to the prejudice of the quantity of residual austenite produced during such thermal treatments; that is why the influence of such thermal treatments both on the formation of finely-dispersed carbides and on the distribution of the alloying elements between the matrix and the carburic phase must be analyzed.

The working behaviour of high-speed steels depends to a great extent both on the matrix quality and quantity and on the quantitative parameters of the carburic phase. The determination of the quantitative and distribution parameters, namely, the surface taken up by the carbides A , the mean diameter of the carbides D_m , the sum total of the carbides diameters D_t , the carbides density N_c and their distribution on groups according to the sizes between $0...1\ \mu\text{m}$; $1...2\ \mu\text{m}$; $2...5\ \mu\text{m}$; $5...8\ \mu\text{m}$; $8...13\ \mu\text{m}$; $13...20\ \mu\text{m}$; $20...30\ \mu\text{m}$; more than $30\ \mu\text{m}$ (N_{0-1} , N_{1-2} , N_{2-5} , N_{5-8} , N_{8-13} , N_{13-20} , N_{20-30} , $N_{>30}$), has been done on a Quantimet 720 quantitative microscope with an IMANCO MR television computer, and on cylindrical samples, $20 \times 20\ \text{mm}$, with the surface corroded by 5% nital.

The samples made up of Rp 3 steels (0.8% C; 0.45% Mn; 0.4% Si; 4.4% Cr; 0.6% Mo; 1.4% V; 19.5% W) and Rp 5 steels (0.83% C; 0.38% Mn; 0.3% Si; 4.1% Cr; 5.1% Mo; 1.92% V; 6.3% W) have been subjected to 8 variants of thermal treatment at cryogenic temperatures (according to Fig. 1). The quantitative determinations concerning the quantity and distribution of the carburic phase on dimensional groups could not be accomplished on samples which had not a sufficiently black and white contrast between the carburic phase and the matrix after the thermal treatment. Thus we could not study the distribution and quantitative parameters obtained after a direct hardening at -70°C , after a tempering done at temperatures below 450°C and after a -70°C cooling on account of the fact that after these thermal treatments the structure is made up of white martensite and white carbides.

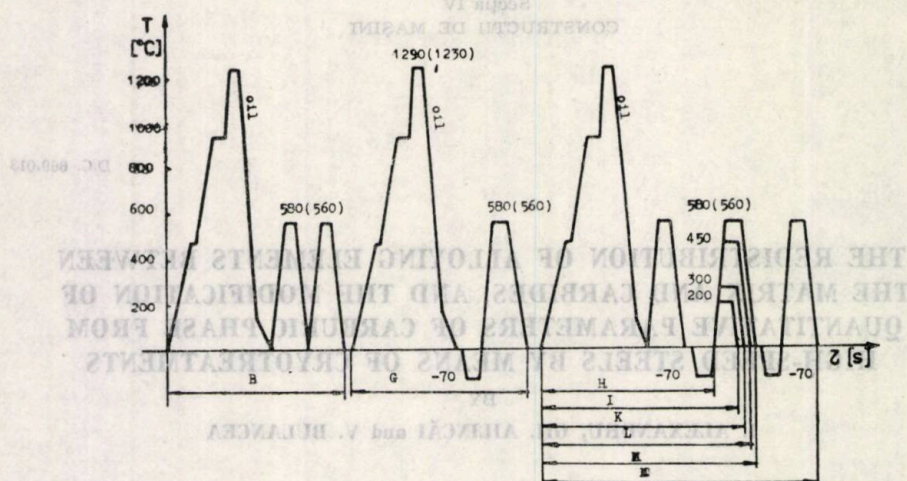


Fig. 1 — Tested variants of thermal treatments.

The quantitative and distribution determinations of the carburic phase have been accomplished at a 500 : 1 magnifying power (63 : 1 lens and 8 : 1 eyepiece), and the obtained values represent the mean value of the fields automatically studied on the sample surface.

The results of the determinations are given in Table 1 and allow us to notice some significant differences both between the distribution and quantitative parameters of the carburic phase of the Rp 3 and Rp 5 steels, and for one and the same steel in the case of the classical thermal treatment B and of the thermal treatment at temperatures below 0°C.

The surface taken up by carbides A , the sum total of the carbides diameters D_v , the carbides density N_v and the number of carbides according to the dimension groups are higher in the Rp 3 steel as compared to the Rp 5 one as the alloying elements being in a greater quantity in the Rp 3 steel, the carburic phase is in an increased quantity as well.

The bulk of the carbides to be found in the Rp 3 and Rp 5 steels thermally treated according to the classical and cryogenic temperature methods has sizes less than 5 μm .

By comparing the data from Table 1 we notice that the aspect of the carbides distribution as a result of the treatments at cryogenic temperatures is distinctly superior to the classical treatment. Thus, while by the classical thermal treatment B on the Rp 3 steel there can be obtained carbides with 0.0013 mm maximum diameter, with a reduced density, i.e., 49 215.11 mm^{-2} , with a great distribution share in the high dimension groups (5...20 μm), the variants of thermal treatment at cryogenic temperatures allow the obtaining of carbides with smaller mean diameter (0.0009...0.0010 mm), a higher carbide density (63 145.26... 85 600.88 mm^{-2}) and a greater distribution share of the carbides in the small dimension groups (0...5 μm).

The increase of the cutting properties of the high-speed tools thermally treated at cryogenic temperatures is explained by achieving many small dimension carbides in a close unity with the matrix.

Table 1
The quantitative and the distribution parameters of the carburetic phase on the Rp3 and Rp5 steels

Sample	A %	D _t mm	D _m mm	N _c mm ⁻²	The distribution of carbides, μm							
					0...1	1...2	2...5	5...8	8...13	13...20	20...30	> 30
Rp3-B	4.48	55.12	0.0013	49215.11	37007.06	6608.98	4417.91	924.34	238.74	18.08	0	0
Rp3-G	8.10	71.26	0.0010	72519.94	53671.49	13358.41	4806.25	574.77	109.02	0	0	0
Rp3-H	5.83	57.14	0.0009	63145.26	48330.11	10415.20	3993.65	287.38	118.92	0	0	0
Rp3-I	5.88	58.28	0.0009	64246.38	49431.12	9452.43	4883.15	371.32	108.36	0	0	0
Rp3-K	5.99	60.63	0.0009	65352.41	49753.31	9175.76	5824.81	486.12	112.41	0	0	0
Rp3-L	7.09	66.00	0.0009	69675.82	52769.70	12050.32	4300.85	455.85	99.10	0	0	0
Rp3-M	7.52	74.48	0.0009	83618.92	64136.24	14280.03	4717.06	346.84	118.91	19.84	0	0
Rp3-N	9.39	83.35	0.0010	85600.88	63541.65	15944.87	5361.20	545.04	188.28	9.93	9.91	0
Rp5-B	2.9	30.16	0.0009	31358.17	23410.24	5707.14	2001.78	199.09	39.92	0	0	0
Rp5-G	5.14	35.59	0.0007	40897.73	30928.49	6858.48	2943.48	137.83	29.45	0	0	0
Rp5-H	4.74	41.73	0.0009	39480.65	23783.52	11267.45	4251.30	168.47	9.91	0	0	0
Rp5-I	4.77	41.80	0.0010	40364.84	26175.30	9837.61	4178.61	163.41	9.91	0	0	0
Rp5-K	4.82	41.98	0.0010	44815.15	30213.45	10349.12	4083.14	159.53	9.91	0	0	0
Rp5-L	4.81	42.68	0.0009	47755.34	34119.45	9364.76	4102.66	158.56	9.91	0	0	0
Rp5-M	4.90	46.28	0.0009	56466.06	42869.81	9691.78	3628.98	218.02	49.56	0	9.91	0
Rp5-N	5.19	60.86	0.0011	83529.73	69646.09	10246.73	3359.42	237.83	39.64	0	0	0

The increase of the tempering temperature after the -70°C cooling of the Rp 3 steel samples preceded by a 580°C tempering, determines the increase of the quantitative parameters of the carbure phase; these parameters have maximum values after the 580°C tempering, according to Fig. 2.

The same aspects are thrown into relief, as well, for the Rp 5 high-speed steel. For all the variants of thermal treatment for the Rp 3 and Rp 5 steels the 2 : 3 ratio concerning the surface taken up by carbides is maintained; this ratio has also been checked up on the diffractographic way. The lowest values of the quantitative and distribution parameters have been obtained on the Rp 5 steel samples classically treated B, while values distinctly superior of the same parameters have been achieved by the variants of thermal treatment at cryogenic temperatures.

At the same with the increase of tempering temperature at 200°C , 300°C , 450°C and 560°C of the samples thermally treated as a preliminary according to the H variant, the quantitative and distribution parameters are increased, the maximum values being obtained by a 580°C tempering (according to Fig. 3).

The thermal treatment at cryogenic temperatures can especially be used to obtain a high density of carbides with sizes less than $1\text{ }\mu\text{m}$, carbides which precipitate from martensite during the heating for tempering.

Both the mechanical properties and the durability of the high-speed steels are closely connected with the quantitative parameters, especially with the density of the carbides less than $1\text{ }\mu\text{m}$.

A marked increase of the carbides density and the ultimate bending strength at the same time with the increase in the density of the carbides less than $1\text{ }\mu\text{m}$ for the Rp 3 and Rp 5 steels, respectively, is noted from Fig. 4 a and b.

The durability measured according to the criterion of the lathe wear, in minutes till the appearance of the critical wear ($h_a = 1.6 \dots 2\text{ mm}$), is increased at the same time with the increase of the density of the carbides less than $1\text{ }\mu\text{m}$, Fig. 5. It can be noted that between the durability and the quantitative parameter, i.e., the density of the carbides with sizes less than $1\text{ }\mu\text{m}$, a parameter characterizing the nature of the steel and the applied thermal treatment, there exists an approximately linear dependence.

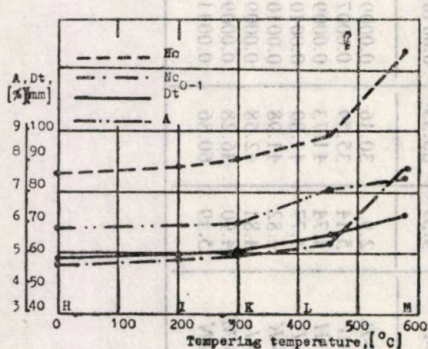


Fig. 2.

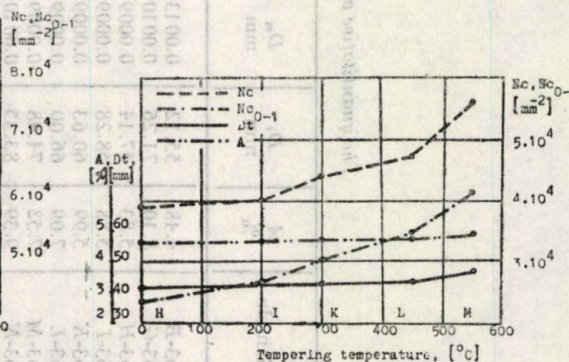


Fig. 3.

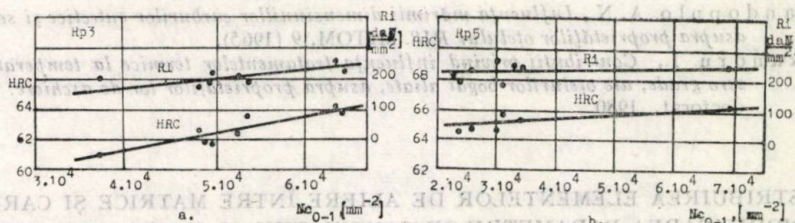


Fig. 4

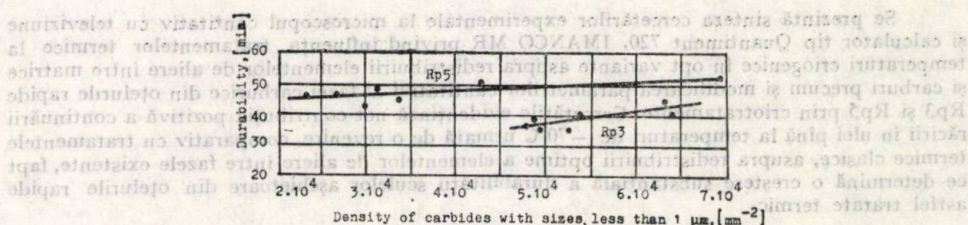


Fig. 5.

The quantitative study on the Quantiment microscope of the quantitative and distribution parameters of the carburic phase from the Rp 3 and Rp 5 high-speed steels allow us to conclude that :

1. The superiority of the thermal treatments at temperatures below 0°C consists in obtaining a high density of carbides with sizes less than $1 \mu\text{m}$ closely connected with the matrix ; this is one of the causes which produces the increase of the cutting conditions properties of the high-speed steel tools.

2. The optimal variants of thermal treatments at cryogenic temperatures are the G, H and M ones, the first two variants having the advantage of an increased productivity as they consist of only one tempering and one cooling at -70°C , applied after oil quenching.

3. The differences noticed between the quantitative and the distribution parameters of the carburic phase after different tested thermal treatments, corroborated by supplementary studies, be they diffractographic or on the electron probe, certify both the superiority of the Rp 5 high-speed steel as compared to the Rp 3 one ; at the same time, the superiority of the cryogenic thermal treatments as compared to the classical ones is evident from the study of both steels.

Received September 2, 1983

Polytechnic Institute, Jassy,
Laboratory for Studies on Metals

REFERENCES

1. Berejcovschi D. I., *Influența structurii asupra proprietăților mecanice ale oțelului R19*. MITOM, 9 (1974).
2. Calinev V. D. ș.a., *Cercetarea fazelor carburice în oțelurile rapide R18 și R6M5*. MITOM, 9 (1976).

3. Papandopulo A. N., *Influența mărimii dimensiunilor carburilor eutectice și secundare asupra proprietăților oțelului R18*. MITOM, 9 (1965).
4. Alexandru I., *Contribuții privind influența tratamentelor termice la temperaturi sub zero grade, ale oțelurilor bogat aliate, asupra proprietăților lor de așchiere*. Teză de doctorat, 1980.

REDISTRIBUIREA ELEMENTELOR DE ALIERE ÎNTRE MATRICE ȘI CARBURI ȘI MODIFICAREA PARAMETRILOR CANTITATIVI AI FAZEI CARBURICE DIN OȚELURILE RAPIDE PRIN CRIOTRATAMENTE

(Rezumat)

Se prezintă sinteza cercetărilor experimentale la microscopul cantitativ cu televiziune și calculator tip Quantiment 720, IMANCO MR privind influența tratamentelor termice la temperaturi criogenice în opt variante asupra redistribuirii elementelor de aliere între matrice și carburi precum și modificarea parametrilor cantitativi ai fazei carburice din oțelurile rapide Rp3 și Rp5 prin criotratamente. Cercetările evidențiază net contribuția pozitivă a continuării răcirii în ulei până la temperaturi de -70°C urmată de o revenire, comparativ cu tratamentele termice clasice, asupra redistribuirii optime a elementelor de aliere între fazele existente, fapt ce determină o creștere substanțială a durabilității sculelor așchietoare din oțelurile rapide astfel tratate termic.

Fig. 3.

The quantitative study on the Quantiment microscope of the quantitative and distribution parameters of the carbide phase from the Rp 3 and Rp 5 high-speed steels allow us to conclude that:

1. The superiority of the thermal treatments at temperatures below 0°C consists in obtaining a high density of carbides with sizes less than $1\ \mu\text{m}$ closely connected with the matrix; this is one of the causes which produces the increase of the cutting conditions properties of the high-speed steel tools.
2. The optimal variants of thermal treatments at cryogenic temperatures are the G, W and M ones, the first two variants having the advantage of an increased productivity as they consist of only one tempering and one cooling at -70°C , applied after oil quenching.
3. The differences noticed between the quantitative and the distribution parameters of the carbide phase after different tested thermal treatments, corroborated by supplementary studies, be they dilatometric or on the electron probe, certify both the superiority of the Rp 3 high-speed steel as compared to the Rp 5 one; at the same time, the superiority of the cryogenic thermal treatments as compared to the classical ones is evident from the study of both steels.

Politehnica Institute, Iasi,
Laboratory for Studies on Metals

Received September 2, 1983

R E F E R E N C E S

1. Borjovschi D. I., *Influența structurii asupra proprietăților mecanice ale oțelului R18*. MITOM, 9 (1974).
2. Galinov V. D. et al., *Cercetări asupra carburilor în oțelurile rapide R18 și R018*. MITOM, 9 (1976).

RECHERCHES SUR MODÈLE EXPÉRIMENTAL PORTANT SUR LE FONCTIONNEMENT DU BRÛLEUR TYPE „SPHÈRE” À BASSE PRESSION

PAR

ADRIAN DIMA et N. SCÎNTEIANU

1. Introduction. Dans l'accomplissement avec succès des directives tracées par le XII-e Congrès du P.C.R., une importance particulière est accordée à l'amélioration de l'économie d'énergie sous toutes ses formes. L'emploi judicieux de l'énergie des combustibles est rendu possible uniquement par la connaissance approfondie des processus de combustion, de façon à utiliser les combustibles les plus appropriés, à grand rendement et à avantages technologiques des plus importants. On peut réaliser l'économie des combustibles tant par l'étude judicieuse des processus de chauffage, que surtout, par la meilleure utilisation des différentes installations de combustion et par conséquent des brûleurs.

2. But envisagé. Le présent travail se propose de déterminer expérimentalement les meilleurs paramètres technologiques de fonctionnement des brûleurs type „mélange en sphère”, en vue d'une utilisation adéquate de ces derniers, dans les fours industriels.

Les fonctions de base des brûleurs sont : la réalisation du mélange air-combustible ; l'élimination du danger de la rentrée de flamme ; le maintien de la combustion par l'alimentation de la flamme ; la stabilité de la flamme au cours du fonctionnement ;

Les brûleurs des combustibles gazeux sont au centre des préoccupations de nos spécialistes, grâce aux riches possibilités d'exploitation des ressources de gaz méthane du sous-sol roumain.

Les expériences basées sur des brûleurs industriels nécessiteraient une interruption dans le fonctionnement d'un four ; voilà pourquoi on a eu recours à une installation „type laboratoire” en vue de l'étude des brûleurs à base de combustibles gazeux. Il s'agit d'une installation à grande fiabilité étant donné qu'elle assure l'étude comparative des divers types des brûleurs sans mélange mère de gaz et d'air et avec mélange gaz-air dans le corps du brûleur.

3. Appareillage employé. Le brûleur à base de mélange gaz-air en sphère a été projeté et construit en acier inoxydable réfractaire (W 14 LO 3) en gardant les relations de calcul des brûleurs industriels, tout en faisant appel au modelage des processus de combustion (fig. 1 et 2).

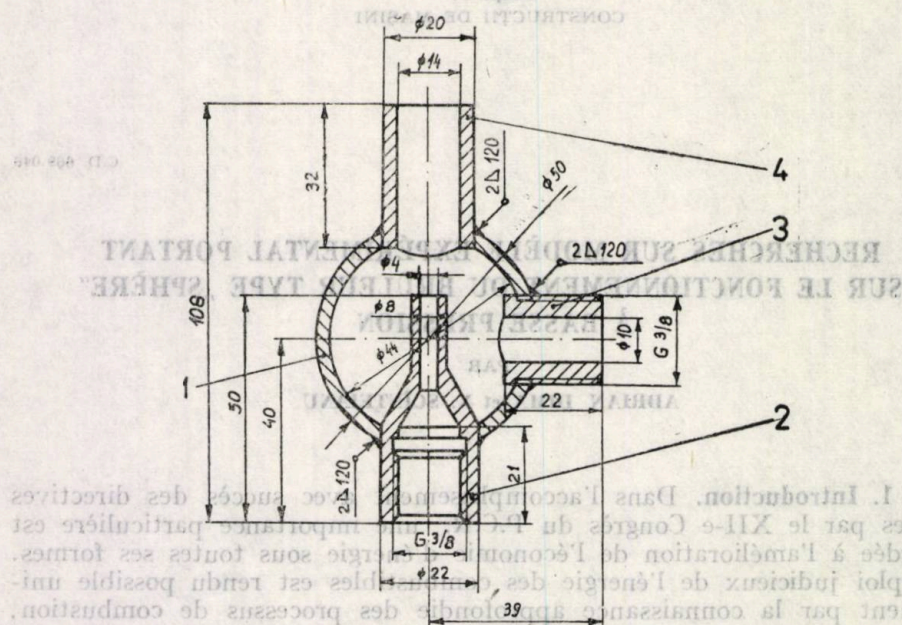


Fig. 1: 1—corps sphérique; 2—tubulure filetée; 3—cône femelle; 4—tuyère.

Ce type constructif de brûleur assure une flamme longue à une température variant entre 600...900°C au cas de l'emploi dans le processus de combustion de l'air froid. Ce brûleur est utilisé dans la construction des fours pour traitements thermiques de retour, des fours pour traitements du séchage des copeaux (dessiccation des copeaux), etc.

Le choix du type constructif du brûleur tient compte: de la longueur de la flamme, de la température développée dans la flamme, de la stabilité de la flamme; c'est pourquoi nous avons essayé à déterminer une corrélation entre les paramètres de la combustion (le débit et la pression du méthane en corrélation avec le débit et la pression de l'air nécessaire à la combustion) et la longueur de la flamme obtenue en corrélation avec la température développée dans la flamme.

La mesure des débits a été effectuée à l'aide de débitmètres type FA Josef Heinrichs à N.m³/h pour le débit de gaz et à N.l/h pour le débit d'air; la variation de la pression du gaz et de l'air a été mesurée par l'intermédiaire d'un thermocouple Pt-Ir-Pt connecté à un millivoltmètre indicateur type Termotecnica à $R_1=10\ \Omega$ et $R_2=231\ \Omega$.

4. Résultats expérimentaux. À la suite d'expériences effectuées dans nos laboratoires on a réalisé des graphiques de variation de la longueur et de la température de la flamme de combustion en fonction de la variation du débit de gaz, pour six valeurs différentes du coefficient d'excès d'air nécessaire au processus de combustion (fig. 3 ... 9).

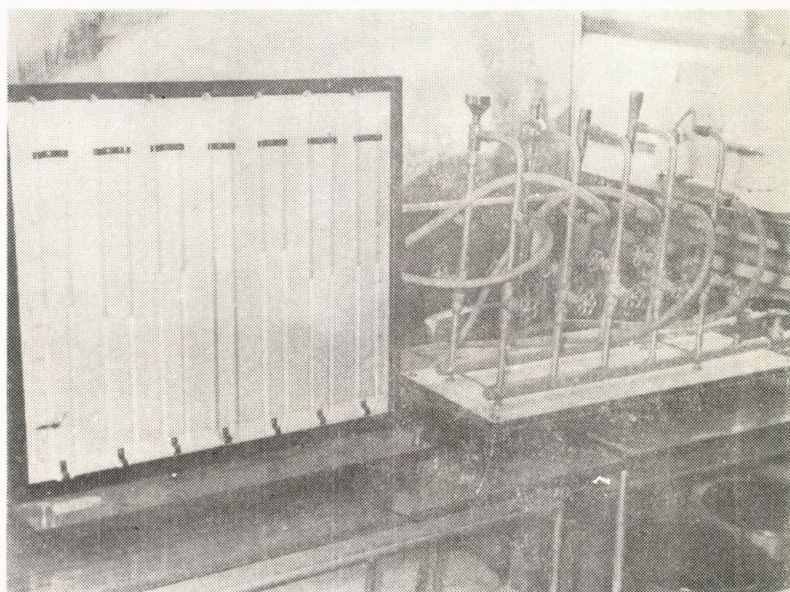


Fig. 2

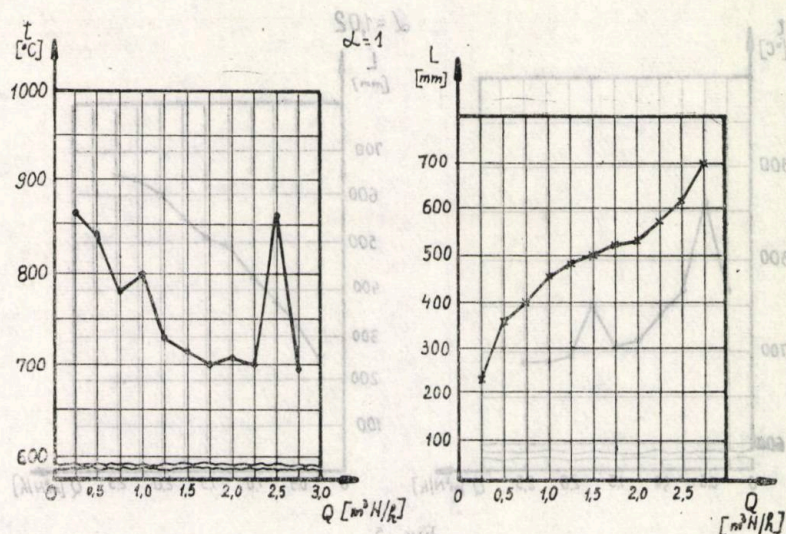


Fig. 3

Au cas de fonctionnement à base d'air à pression atmosphérique, on observe un accroissement de la longueur de la flamme qui suit une courbe à peu près parabolique, en présentant une inflexion au cas du débit de gaz de 2 N/m^3 tandis que la température développée en flamme varie entre 780°C et 900°C , à valeurs maxima au cas des débits de méthane de $0,5 \text{ Nm}^3/\text{h}$ et à $2,5 \text{ Nm}^3/\text{h}$.

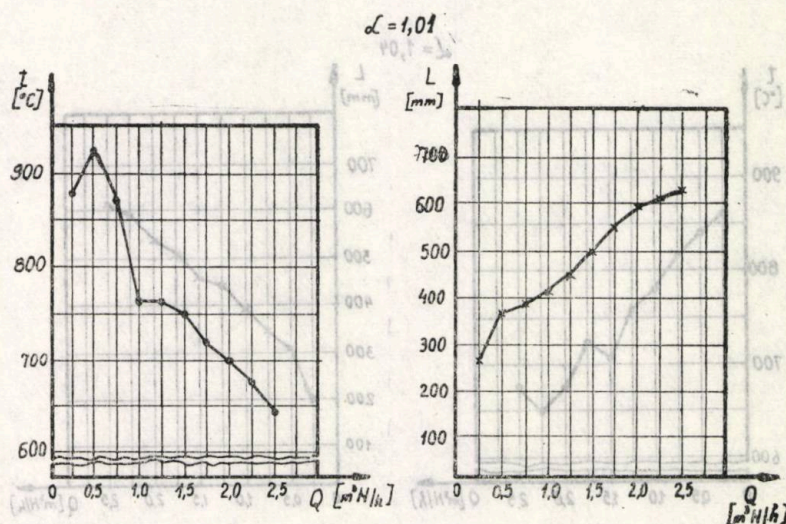


Fig. 4

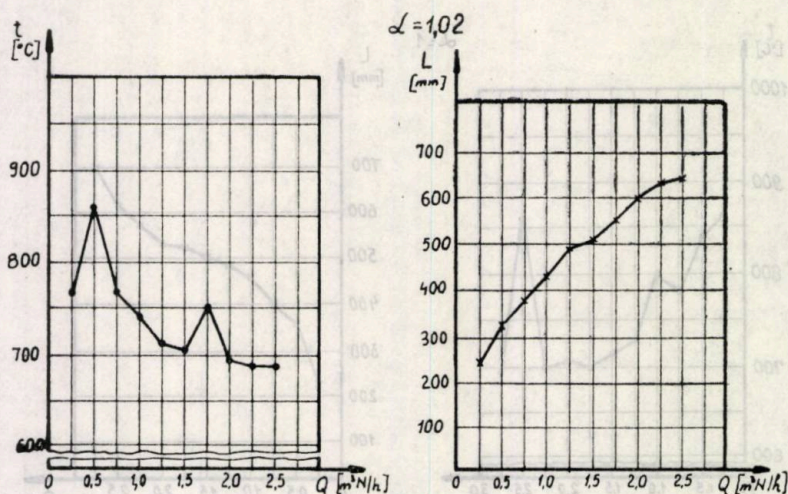


Fig. 5

Pour un coefficient de l'excès d'air de valeur $\alpha=1.01$, la longueur de la flamme s'accroît linéairement, tandis que la température présente une valeur maximale d'environ $0.5 \text{ Nm}^3/\text{h}$.

Ensuite, en agrandissant le coefficient d'excès d'air à $\alpha=1.02$ la longueur de la flamme présente une hausse également linéaire, tandis que la température présente une valeur maximale au cas du débit de gaz à valeur de $0.5 \text{ Nm}^3/\text{h}$.

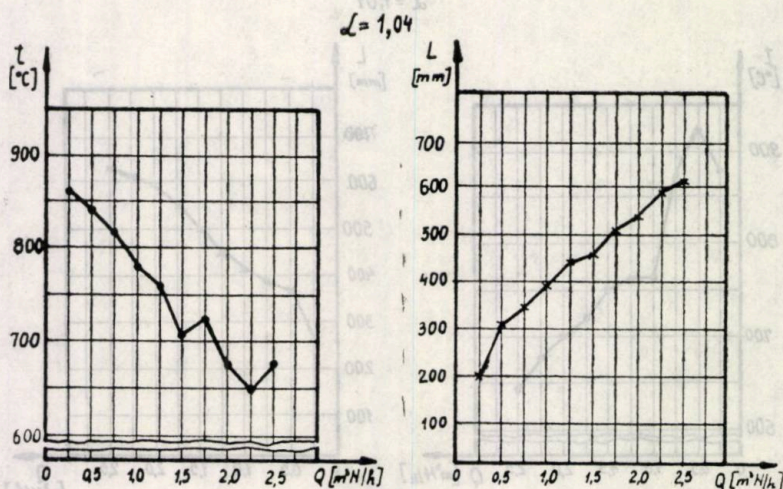


Fig. 6

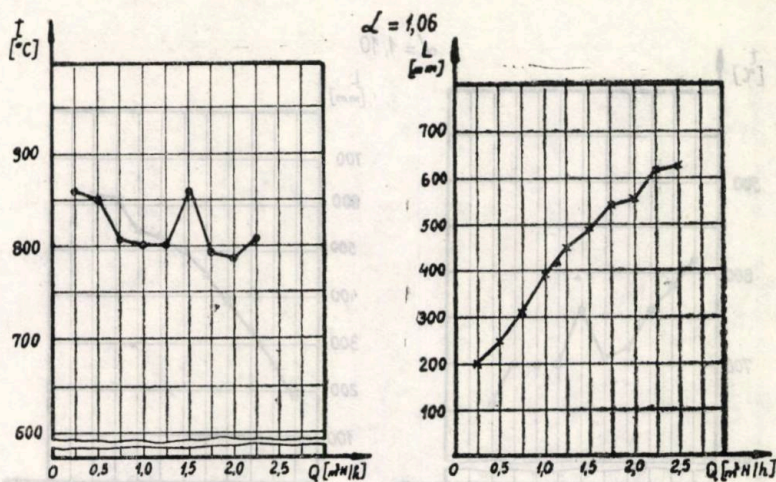


Fig. 7

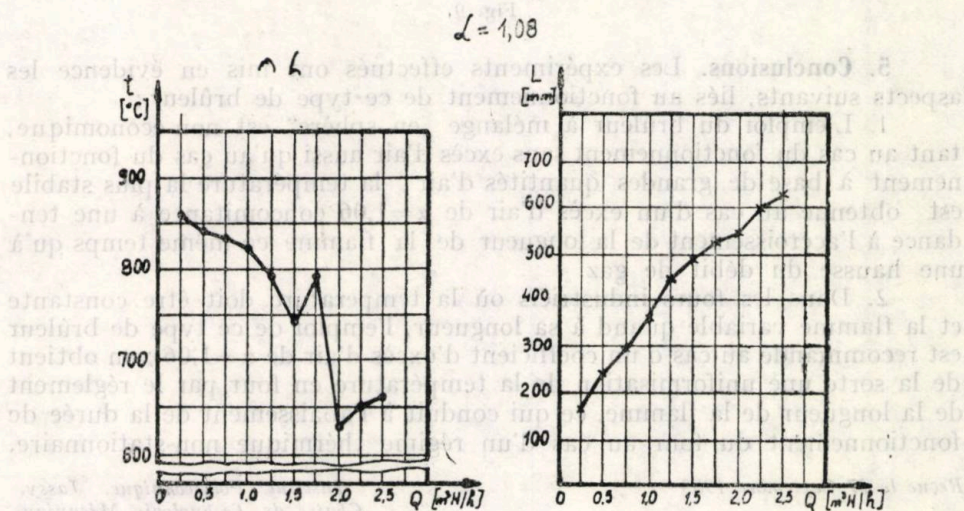


Fig. 8

Au cas de la hausse du coefficient de l'excès d'air à $\alpha=1.04$ la longueur de la flamme présente une hausse linéaire aussi et la température une baisse aproximativement linéaire, concomitante à l'accroissement du débit de gaz.

Pour un coefficient d'excès d'air de $\alpha=1.06$, on a obtenu une variation aproximativement constante de la température de la flamme également linéaire. En agrandissant le coefficient d'excès d'air à $\alpha=1.08$, la longueur de la flamme s'accroît également d'une façon linéaire, tandis que pour une valeur de $\alpha=1$, la longueur de la flamme a un accroissement linéaire en fonction du débit; cependant la température varie environ de la valeur de 750°C ayant une tendance d'abaissement au cas des débits plus grands du gaz.

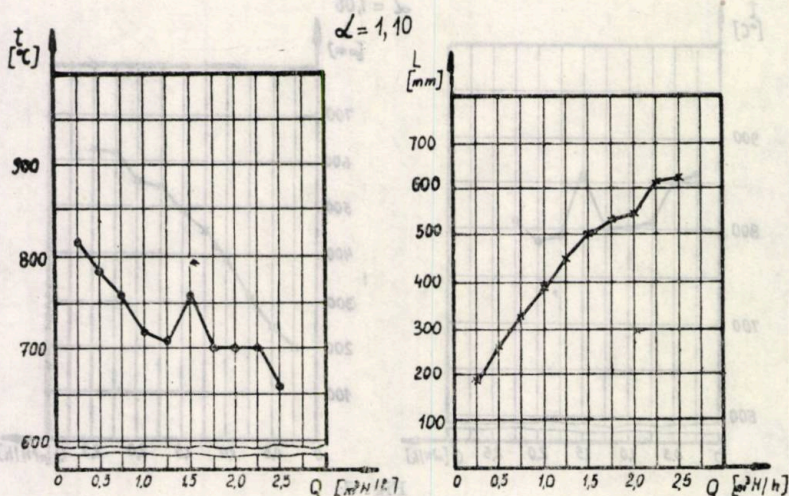


Fig. 9

5. **Conclusions.** Les expériences effectuées ont mis en évidence les aspects suivants, liés au fonctionnement de ce type de brûleur :

1. L'emploi du brûleur à mélange „en sphère” est non-économique, tant au cas du fonctionnement sans excès d'air aussi qu'au cas du fonctionnement à base de grandes quantités d'air ; la température la plus stable est obtenue au cas d'un excès d'air de $\alpha = 1,06$ concomitante à une tendance à l'accroissement de la longueur de la flamme en même temps qu'à une hausse du débit de gaz.

2. Dans les fours industriels où la température doit être constante et la flamme variable quand à sa longueur, l'emploi de ce type de brûleur est recommandé au cas d'un coefficient d'excès d'air de $\alpha = 1,06$; on obtient de la sorte une uniformisation de la température en four par le réglage de la longueur de la flamme, ce qui conduit à l'abaissement de la durée de fonctionnement du four au cas d'un régime thermique non-stationnaire.

Reçue le 27 Septembre 1983

Institut Polytechnique, Jassy,
Chaire de Technologie Mécanique

BIBLIOGRAPHIE

1. Popa B. ș.a., *Arzătoare*. Ed. tehn., Buc., 1962.
2. Dima A., *Agregate și instalații termice metalurgice*. Rotaprint, Inst. polit. Iași. 1981.
3. Brunklaus R. H., *Cuptoare industriale*. Ed. tehn., Buc., 1977.

CERCETĂRI PE MODEL EXPERIMENTAL PRIVIND FUNCȚIONAREA ARZĂTORULUI TIP „SFERĂ” DE JOASĂ PRESIUNE (Rezumat)

Se determină în condiții de laborator principalii parametri tehnologici și de funcționare pentru arzătorul tip „sferă” cu amestec de joasă presiune, care asigură un amestec optim între aer și gaz, realizând o flacără lungă și o temperatură maximă de 800...900°C pentru debite mici de gaz. Se conchide că aceste arzătoare sînt recomandate pentru cuptoarele de recoacere sau pentru reveniri înalte și medii.

MODELLIERUNG DES SYNTHESEVERFAHRENS VON METHANOL BEI NIEDEREM DRUCK

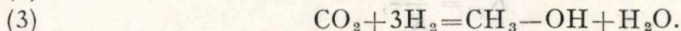
I. STÖCHIOMETRIE UND GLEICHGEWICHT

VON

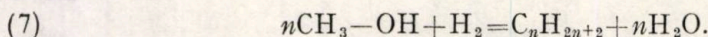
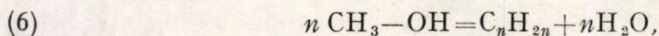
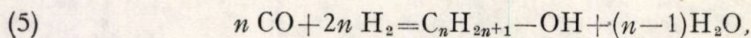
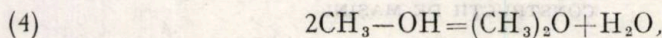
ILIE SIMINICANU, CORNELIU PETRILĂ und AL. POP

1. Einführung. Methanol ist zwischen den ersten zehn organischen Grunderzeugnisse dessen Weltproduktion 15 Millionen Tonnen überschritten hat. Über 90 % dieser Produktion erhält man durch Synthese von Kohlenoxyden und Wasserstoff [1], [2]. Über 40 Jahre wurde das Syntheseverfahren bei „hohem Druck“ verwendet (300 atm., 350...400°C Katalysator $\text{ZnO-Cr}_2\text{O}_3$), ausgearbeitet von der Firma BASF im Jahre 1925. In letzter Zeit werden Installationen von grossem Tonnengehalt gebaut, die bei „niederm Druck“ (50...100 atm, 220...300°C, Katalysator $\text{Cu-ZnO-Al}_2\text{O}_3$) arbeiten, experimentiert von der Firma I.C.I., im Jahre 1966. Die Vervollkommenung dieses Verfahrens ist sehr notwendig da der Gebrauch an Methanol ständig wächst insbesondere in folgenden Gebieten: als Wasserstoffquelle bei Verbrennungselemente, als Reduktionsgasquelle, Brennstoff der nicht zur Umwelt verunreinigung führt, Rohstoff für Proteine. Die Stöchiometrie und das thermodynamische Gleichgewicht erlauben die Festsetzung der Grenzen in welchen das Verfahren verbessert werden kann: die höchsten Werte der Umwandlungsgraden in gewissen Bedingungen, die niedrigsten Verbräuche an Rohstoffe und Energie. Das mathematische Modell durch welches die Umwandlungsgrade bestimmt werden, gehört in die Zusammensetzung des Systems der Gleichungen welche die Zweckfunktion für die Optimierung des industriellen Verfahrens bilden. In dieser Arbeit wird ein perfektioniertes Modell für die Bestimmung des Umwandlungsgrades bei Gleichgewicht festgelegt, und zwar in dem Syntheseverfahren von Methanol. Das Modell wird numerisch für die spezifische Arbeitsbedingungen des Syntheseverfahrens bei niederm Druck, gelöst.

2. Festsetzung des mathematischen Modells. Das industrielle Syntheseverfahren ist stöchiometrisch von zwei Gleichungen (1)–(3) bestimmt:



Thermodynamisch, sind viele sekundäre Reaktionen möglich, wobei sich Äthers (4), Alkohole (5), Alchene (6) und Alkane (7) bilden:



Der neue Katalysator mit einem grossen Cu Gehalt, stabilisiert mit ZnAl_2O_4 , vergrössert die Reaktionsgeschwindigkeit der Hauptreaktionen. Dennoch bilden sich kleine Mengen von Dimethyläther (DME) und Isobutil (IB), wie auch Tabelle 1 anzeigt. Beim Rechnungsabschluss der Materiale können diese Mengen vernachlässigt werden. Die Daten aus der Tabelle 1, erhalten durch Messungen in einem industriellen Reaktor, bestätigen die Gültigkeit des vorher vorgeschlagenen Modells [3], [5] gestützt auf die Reaktionen (1) und (2). Also, das mathematische Modell der Verlaufsung des Gleichgewichtes enthält die Hauptgleichungen (8)–(9) [4], [5]:

Tabelle 1

Reale Abschlussrechnung der Materiale im Syntheseverfahren von Methanol

Komponent	Eingang				Ausgang	
	Synthesegas Kmol/h	„Kaltes“ gas Kmol/h	Gesamt-Eingang		Kmol/h	%
			Kmol/h	%		
CO	1 369,1	515,4	1 884,5	5,87	1 419,5	4,66
CH_3-OH	104,3	39,2	143,5	0,45	973,3	3,20
H_2	18 714,1	7 045,1	25 759,2	80,28	23 715,2	77,97
CO_2	1 218,7	458,8	1 677,5	5,23	1 306,2	4,29
CH_4	1 711,9	644,4	2 356,3	7,34	2 356,3	7,74
N_2	165,1	62,1	227,2	0,71	227,2	0,74
H_2O	22,9	8,6	31,5	0,10	407,2	1,34
$(\text{CH}_3)_2\text{O}$	5,0	1,9	6,9	0,02	8,0	0,02
iBu-OH	0,0	0,0	0,0	0,00	1,1	0,0036
GESAMT	23 311,1	775,5	32 086,6	100,0	30 414,0	100,0

$$(8) \quad K_{p1} = \frac{(a + \eta_{\text{CO}})(A - 2\eta_{\text{CO}})^2}{p^2(1 - \eta_{\text{CO}} + c\eta_{\text{CO}_2})(b - 2\eta_{\text{CO}} - c\eta_{\text{CO}_2})},$$

$$(9) \quad K_{p2} = \frac{(1 - \eta_{\text{CO}} + c\eta_{\text{CO}_2})\eta_{\text{CO}_2}}{(1 - \eta_{\text{CO}_2})(b - 2\eta_{\text{CO}} - c\eta_{\text{CO}_2})},$$

wo :

$$(10) \quad K_{p1} = \frac{K_f}{K_{\gamma_1}},$$

$$(11) \quad K_{p2} = \frac{K_f}{K_{\gamma_2}},$$

Auf Grund der thermodynamischen Daten aus der Tabelle 2 wurden die Gleichungen (12) und (13) für die Gleichgewichtskonstanten, festgesetzt;

Tabelle 2

Thermodynamische Daten

Komponent	Hf_i cal/mol	Sm_i cal/mol. K	$Cp_i = a + bT + cT^2$			T_c K	P_c atm
			a	10^3b	10^6c		
CH ₃ -OH	-48 490,0	57,75	4,88	24,78	-5,889	513	78,7
CO	-26 415,7	47,30	6,25	2,09	0,459	133	34,5
H ₂	0,0	31,21	6,88	0,066	0,279	33	12,8
CO ₂	-94 051,8	51,06	6,85	8,533	-2,475	304	72,9
H ₂ O	-57 797,9	45,11	6,89	3,283	-0,343	647	218,3

$$(12) \quad \lg K_{f_1} = \frac{4\,045,91}{T} + 9,374624 + 2,46468 \cdot 10^{-3} T - \\ - 0,21809 \cdot 10^{-6} T^2 - 7,61449 \lg T,$$

$$(13) \quad \lg K_{f_2} = -\frac{2\,217,18}{T} - 3,274672 - 0,352381 \cdot 10^{-3} T + \\ + 0,050773 \cdot 10^{-6} T^2 - 0,29693 \lg T.$$

Um die Fugazitätskoeffizienten γ_i zu berechnen, wurde die Gleichung von Berthelot verwendet:

$$(14) \quad \gamma_i = \exp \left[\frac{9}{128} \frac{T_{c_i}}{P_{c_i}} \frac{P}{T} \left(1 - \frac{6T_{c_i}^2}{T^2} \right) \right].$$

Auf Grund der Daten aus der Tabelle 2, durch einsetzen eines jeden Komponenten in die Gleichung (14), wurden die Gleichungen (15) und (16) für die Berechnung der Konstanten K_{γ_1} und K_{γ_2} , festgesetzt

$$(15) \quad \ln K_{\gamma_1} = -\frac{P}{T} \left(0,1763 + \frac{692\,503,2}{T^2} \right),$$

$$(16) \quad \ln K_{\gamma_2} = \frac{P}{T} \left(0,00438 - \frac{388\,740,0}{T^2} \right).$$

Das mathematische Modell vorher festgesetzt (8)–(9) [4], [5] in dieser Arbeit mit den Gleichungen (12)–(13) und (15)–(16) ergänzt, erlaubt die genauere Bestimmung der theoretischen Umwandlungsgrade in den eingeschränkten Intervalle der Parameter der Synthese, bei niederem Druck.

3. Lösung des mathematischen Modells. Das mathematische Modell (8)–(16) wurde durch die Newton-Raphson Methode unter folgenden Bedingungen: $P = 1 \dots 100$ atm., $T = 473 \dots 573$ K und verschiedene Zusammen-

setzungen die industrielle Werte einschliessen, gelöst. Diese Werte entsprechen den Daten aus der Tabelle 1: $a=0,07616$; $b=13,6686$; $c=0,8901$; $d=1,37089$. Der Einfluss der wichtigsten Parameter auf die zwei Umwandlungsgrade beim Gleichgewicht, folgt aus den Diagrammen der Abb. 1...4. Bei $P>50$ atm., in den beobachteten Grenzen, sinken beide Umwandlungsgrade mit der Temperatur (Abb. 1—2). Bei kleinerem Druck aber hat η_{CO} ein Minimum bei 513 K (für $P=1$ atm) und 553 K (bei 25 atm.). Der Überschuss von Wasserstoff (b) hat einen positiven Einfluss auf die zwei Umwandlungsgrade, so wie es aus der Abb. 3 folgt. Durch die Verwendung eines grossen Überschusses an Wasserstoff ist der negative Effekt des niederen Drucks beseitigt. Aus der Abb. 4 ergibt sich der modeste kuantitative Einfluss des Kohlendioxydes: η_{CO} wächst, jedoch η_{CO} fällt langsam mit dem Steigen von c . In der Tabelle 3, zum Vergleich, sind die Versuchsdaten der Umwandlungsgrade, berechnet mit den Gleichungen (17) und (18) in welche die Daten der Tabelle 1 eingesetzt wurden und die theoretische Umwandlungsgrade, berechnet mit den Gleichungen (8)–(15), für gleiche Bedingungen, gegeben:

$$(17) \quad \eta_{\text{CO}} = \frac{AX_M - a}{1 + 2X_M},$$

$$(18) \quad \eta_{\text{CO}_2} = 1 - \frac{X_{\text{CO}_2} (A - 2\eta_{\text{CO}})}{c}.$$

Aus der Tabelle 3 stellt man den grossen Unterschied zwischen den theoretischen Werte und Realwerte, fest, besonders bei η_{CO} .

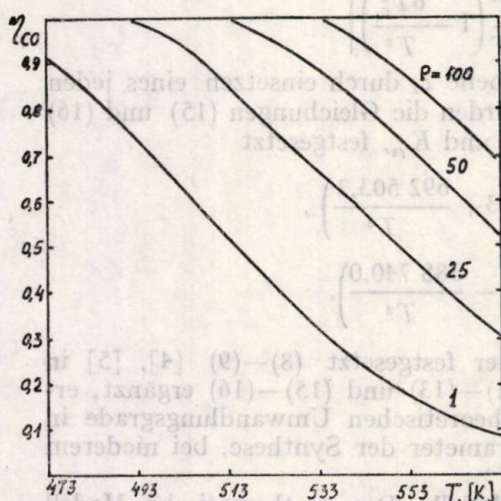


Abb. 1 — Abhängigkeit η_{CO} von P und T bei $a=0,0$; $b=6,0$; $c=0,4$.

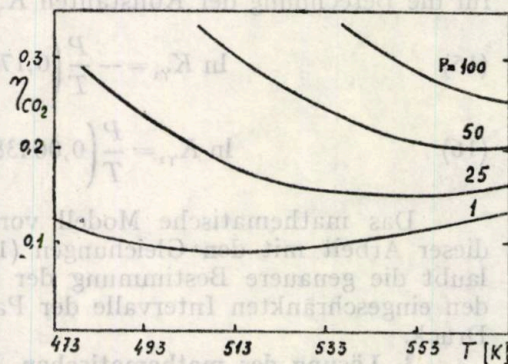


Abb. 2 — Abhängigkeit η_{CO_2} von P und T bei $a=0,0$; $b=6,0$; $c=0,4$.

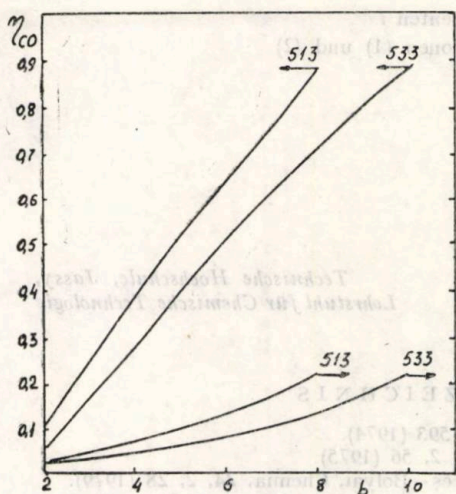


Abb. 3 — Einfluss des Wasserstoffüberflusses auf die Umwandlungsgrade.

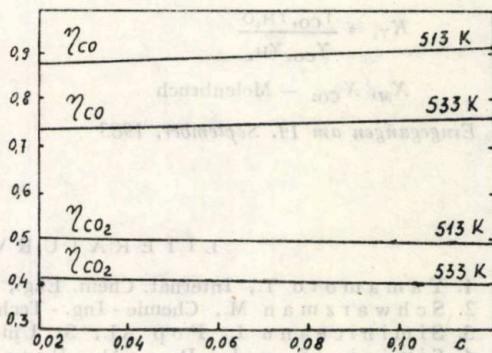
Abb. 4 — Einfluss des Anfangsverhältnisses CO_2/CO auf die Umwandlungsgrade.

Tabelle 3

Reale und theoretische Umwandlungsgrade

Tehnologische Parameter						η_{CO}		η_{CO_2}	
P	T	a	b	c	d	Real	Theoretisch	Real	Theoretisch
52	443	0,07616	13,6686	0,8901	1,37089	0,2467	0,8021	0,2213	0,3015

4. Schlussfolgerungen. Das mathematische Modell für den Verlauf des Syntheseverfahrens von Methanol bei Gleichgewicht ist mit den Gleichungen (12)–(13) und (15)–(16), ergänzt, Gleichungen die die Bestimmung der Konstanten K_{p1} und K_{p2} bei niederen Druck, erlauben. Die auf Grund des Modells vom Rechner erhaltenen Werte unterstreichen den kantitativen Einfluss der wichtigsten Parameter auf die zwei Umwandlungsgrade. Die theoretischen und die experimentelle Werte, in einem industriellen Reaktor erhalten, wurden verglichen.

Bezeichnungen und Koeffizienten

$$A = 1 + a + b + c + d$$

a — Anfangsmolarverhältnis M/CO

b — Anfangsmolarverhältnis H_2/CO

c — Anfangsmolarverhältnis CO_2/CO

d — Anfangsmolarverhältnissinerte/ CO

P — Druck

P_{ci} — Kritischer Druck des Komponenten i

T — Temperatur

T_{ci} – Kritische Temperatur des Komponenten i

K_{f1}, K_{f2} – Gleichgewichtskonstante der Reaktionen (1) und (2)

$$K_{Y1} = \frac{Y_M}{Y_{CO} Y_{H_2^2}}$$

$$K_{Y2} = \frac{Y_{CO_2} Y_{H_2O}}{Y_{CO} Y_{H_2}}$$

X_M, X_{CO_2} – Molenbruch

Eingegangen am 14. September, 1983

Technische Hochschule, Jassy,
Lehrstuhl für Chemische Technologie

LITERATURVERZEICHNIS

1. Yamamoto T., Internat. Chem. Eng., 14, 3, 593 (1974).
2. Schwarzman M., Chemie - Ing. - Techn., 4, 2, 56 (1975).
3. Siminiceanu I., Pop Al., St. Univ. Babeș-Bolyai, Chemia, 24, 2, 28 (1979).
4. Siminiceanu I., Pop Al., Petrilă C., St. Univ. Babeș-Bolyai, Chemia, 24, 2, 36 (1979).
5. Siminiceanu I., Pop Al., Cormos L., Chem. Techn. (Leipzig), 33, 2, 77 (1981).
6. Andrew S.P.S., The 7th Internat. Symp. of Catal., Osaka, 1980, Paper 12.

MODELAREA PROCESULUI DE SINTEZĂ A METANOLULUI LA PRESIUNI JOASE

(I) Stoichiometria și echilibrul

(Rezumat)

Este completat modelul matematic al desfășurării procesului de sinteză a metanolului la echilibru cu ecuații precise pentru calculul constantelor K_{f1} , K_{f2} , K_{Y1} și K_{Y2} , corespunzătoare reacțiilor $CO + 2H_2 = CH_3OH$ (1) și $CO_2 + H_2 = CO + H_2O$ (2). Modelul este rezolvat la calculator pentru condițiile din reactoarele de „joasă presiune”. Se compară valorile calculate ale gradelor de transformare cu cele măsurate într-un reactor industrial.

FORSCHUNGEN ZUR BRENNSTOFFVERSORGUNG DES ARO L-25-MOTORS DURCH DIREKTE METHANOLEINSPRITZUNG, ANGEPAST FÜR PERSONENKRAFTWAGEN

VON

MIRCEA ZUGRĂVEL, RADU GAIGINSCHI, VIRGIL GIURCĂ,

CONDRAȚ-ADRIAN HOMUTESCU, N. WASZKIEWICZ-FILIOREANU und D. PAȘA

1. Einleitung. Die ständige Weiterentwicklung aller Wirtschaftszweige und der allgemeine gesellschaftliche Fortschritt unter der Bedingungen der Folgen der Energiekrise gebieten eine rationelle Erweiterung und Bewirtschaftung der nationalen Rohstoff- und Energiebasis. Zu den Hauptrichtungen im Bestreben unseres Landes um Einsparung von Brennstoffen und Energie zählen die Dokumente des XII. Parteitages der Kommunistischen Partei Rumäniens auch die umfassende Aktivierung von Forschungen im Hinblick auf die Anwendung von neuen Brennstoff- und Energiequellen.

In diesem Zusammenhang galt das Interesse der Spezialisten aus Industrie, Forschung und Bildungswesen der Vervollkommnung der Konstruktion und Herstellung von Kraftfahrzeugen und deren Verbrennungsmotoren, wobei der Verminderung des spezifischen Verbrauchs von Benzin und Dieselmotorkraftstoff und der Abgase besondere Aufmerksamkeit geschenkt wurde.

Gleichzeitig wurde der Bau von Verbrennungsmotoren notwendig, die auch mit anderen, nichtkonventionellen Kraftstoffen funktionieren, unter anderem mit Alkoholen. Unsere Landesbedingungen betrachtet, tritt aus den als Motorbrennstoff verwendbaren Alkoholen das Methanol hervor, dessen Produktion, obwohl für andere Zwecke, in vielen chemischen Kombinate gut abgesichert ist.

Jetzt sollten die Alkohole, einmal aufgenommen in die Liste der Motorbrennstoffe, nicht als Ersatz für andere Kraftstoffe, die aus Erdöl gewonnen werden, betrachtet werden, sondern als potentielle Kraftstoffe, die, wenn sie zur Verfügung stehen, eine hohe energetische Verwertung durch die Verbrennung im Motor finden.

Der mit Alkoholen betriebene Verbrennungsmotor ist seit langem Gegenstand des Interesses von Spezialisten [1] ... [3].

Beim heutigen Stand der Technik stellen Forschungen hinsichtlich der Konstruktion von mit Alkoholen betriebenen Motoren zwangsweise

eine Etappe in der Geschichte der Verbrennungsmotoren und der Fahrzeugtechnik dar.

Die durchgeführten Forschungen haben die Möglichkeit der Verwendung von Alkohol als Kraftstoff bewiesen, wobei man folgende Vorteile erkannte: großer Widerstand bei Klopferscheinungen; Möglichkeit der Vergrößerung des Verdichtungsverhältnisses; bessere Füllung des Zylinders; größere Motorleistung hinsichtlich der Leistung und der Wirtschaftlichkeit; verminderte Abgase.

2. Eigenheiten der Verwendung von Methanol als Motorbrennstoff.

Bevor die Forschungsergebnisse hinsichtlich der Speisung des ARO L-25-Motors mit Methanol und der mit diesen Motoren ausgerüsteten Personenkraftwagen vorgestellt werden, Forschungen, die in Jassy durchgeführt wurden in Zusammenarbeit des Labors für Brennstoffmotoren der Technischen Hochschule mit der Zweigstelle des Nationalen Instituts für thermische Motoren, werden die wichtigsten theoretischen und praktischen Aspekte, die beachtet werden müssen, analysiert; in erster Linie die physikalisch-chemischen Eigenschaften des Methanols, betrachtet durch das Prisma der Verwendung als Motorbrennstoff, verglichen mit den Eigenschaften der aus Erdöl gewonnenen Kraftstoffe.

Das Methanolkemol enthält viel Sauerstoff, dessen Massenanteil fast 50% beträgt. Deshalb ist die zur stöchiometrischen Verbrennung des Methanols notwendige Luftmenge kleiner als bei üblichen Brennstoffen, die sehr wenig Sauerstoff enthalten. Während bei der stöchiometrischen Verbrennung von 1 kg Benzin 13,8...14,2 kg Luft benötigt werden, braucht man zur stöchiometrischen Verbrennung des Methanols nur 6,46 kg Luft/kg Methanol.

Da bei demselben Luftüberschußkoeffizienten die Luftmenge bei Betrieb mit Methanol zweimal kleiner ist, müssen Änderungen an den Vorrichtungen zur Gemischbildung vorgenommen werden. So muß man beim Vergaser, wenn die Größe des Luftgasmischers dieselbe bleibt, die Düse vergrößern, während bei der Einspritzvorrichtung, bei gleicher massenmäßiger Luftmenge, das Volumen entsprechend dem aktiven Pumpenhub vergrößert werden muß.

Im Vergleich zum Benzin weist Methanol ein größeres Verhältnis zwischen der Anzahl der Wasserstoffatome und der Kohlenstoffatome auf. Deshalb entsteht durch die Methanolverbrennung eine größere Menge von Wasserdampf und weniger Kohlendioxyd als bei Benzin. Die Abgabe von unverbrannten Kohlenwasserstoffen ist bei Methanol kleiner, für dessen Vorzug auch die Tatsache spricht, daß die anderen schädlichen Komponenten ebenfalls in einem viel kleinerem Maße ausgeschieden werden. Die experimentell festgestellte Reinhaltung des Verbrennungsraumes [4] bestätigt die verminderte Tendenz zur Bildung von Ablagerungen bei Methanol. Außerdem findet man bei reinem Methanolbetrieb keine Ablagerungen am Einlaßventil und auch nicht im Vergaser.

Die Heizkraft stellt ein Maß für den Energiegehalt im Verhältnis zur Kraftstoffmasse dar. Wenn ein Motor gleicher Leistung und gleichem thermischen Wirkungsgrads mit verschiedenen Kraftstoffen betrieben wird,

dann ist die eingeführte Masse an Kraftstoff umgekehrt proportional zu dessen Heizkraft. Die Heizkraft von Methanol ist kleiner als die Hälfte der Heizkraft von Benzin.

Deshalb ist bei gleicher effektiver Leistung und gleichem Wirkungsgrad des Motors die benötigte Kraftstoffmenge bei Methanolbetrieb mehr als doppelt so groß gegenüber dem Betrieb mit Benzin. Einen teilweisen Ausgleich dieses Nachteiles kann man durch einen erhöhten Wirkungsgrad des Motors erhalten.

Die Verdampfungswärme von Methanol ist 3,3 mal größer als bei Benzin und wirkt im Sinne einer Kühlung der Kraftstoffgemische.

Bei Motoren mit gewöhnlichen Vergasern, die mit Methanol betrieben werden, ist die Bildung eines Gemisches mit guter Verdampfung des Kraftstoffes ohne die Verwendung von Hilfsvorrichtungen, die auch eine Vorwärmung der Ansaugleitung bewirken, nicht möglich. Bei dieser Art der Kraftstoffversorgung nähert sich die Höchstleistung des Motors, betrieben mit Methanol, der des Benzinmotors.

Wenn das Methanol in flüssigem Zustand durch Einspritzen in die Zylinder eingeführt wird und erst während des Verdichtungshubes verdampft, dann ist die mechanische Verdichtungsarbeit kleiner und die Temperatur am Ende der Verdichtung niedriger, wodurch der Motor mit erhöhtem Wirkungsgrad arbeitet und somit Voraussetzungen geschaffen wurden für eine größere Leistung.

Durch direkte Einspritzung des Methanols in den Zylinder ist die Wärmeübertragung von den heißen Wänden des Verbrennungsraumes ausreichend, um eine schnelle Verdampfung dessen zu gewährleisten. Durch eine Luftführung in Wechselbeziehung zum Vorsprung des Einspritzens, entsprechend eingestellt, kann man ein homogenes Gemisch im Motorzylinder erhalten.

Ein Motor mit direkter Einspritzung, betrieben mit Methanol, hat einen um ca. 10% höheren mittleren effektiven Druck und folglich eine größere Leistung.

Nach den anfänglichen Versuchen hinsichtlich der Kraftstoffversorgung des ARO L-25-Motors mit Methanol durch Vergasung und durch Einspritzung [4]...[6] wurden die Arbeiten auf die Schaffung einer passenden Einspritzapparatur [7], [8], ihre Perfektionierung [9] und auf den Motor — und fahrzeuggerechten Einbau orientiert, einschließlich des Aufeinanderabstimmen der eingespritzten Methanolmenge mit den Erfordernissen des Personenkraftwagens.

3. Konstruktive Lösungen. Ergebnisse. Die Versuche hinsichtlich der direkten Einspritzung von Methanol in die Zylinder des ARO L-25-Motors wurden ohne Änderungen der Konstruktions- und Einstellparameter des durch Vergasung mit Benzin gespeisten Motors durchgeführt.

Für die Speisung durch Einspritzen von Methanols, eine Flüssigkeit ohne Schmiereigenschaften, wurde eine originale Apparatur verwendet, die auf einer serienmäßigen Pumpe mit Abscheider beruht [9]. Die verwendete Pumpe, mit einem Kolbendurchmesser und Hub von 9 mm gewährleistet eine Durchsatzmenge von 2...12 cm³/100 Einspritzungen, wobei sie stabil mit einer Drehzahl von 500...2 200 U/min arbeitet. Die Druckeinspritzan-

lage geschlossenen Typs mit hydraulischer Öffnung wurde für einen Öffnungsdruck von 10 MPa eingestellt.

Die Einspritzpumpe 7 wurde auf ein seitlich plaziertes Gestell montiert, auf dieselbe Seite des Motors wie der Wechselstromgenerator 2 (Abb. 1—der ARO L-25-Motor auf dem Versuchstand).

Das Antreiben der Pumpe kann in Abb. 2a und 2b verfolgt werden, in denen auch die Anordnung der anderen Bestandteile der Zuführeinrichtung zu sehen ist. Man sieht, daß für den Antrieb der Einspritzpumpe ein Zahnriemen 3 eingeführt wurde, der die Bewegung von Rad 4, das auf die Exzenterwelle der Einspritzpumpe 7 mit einem Übertragungsverhältnis von 1 : 2 montiert ist, überträgt. Der Riemen ist auf die Richtungswechselräder 7 und 8 gespannt, während das Rad 7 auch zum Antrieb des Wechselstromgenerator dient. Die Wasserpumpe wird von der Kurbelwelle mittels Keilriemen 8 angetrieben, wobei das Übertragungsverhältnis des serienmäßig produzierten Motors beibehalten wird.

In Abb. 2a ist auch die Anordnung der Einspritzdüsen 9 und der Hochdruckleitungen 10 zu sehen.

Die Einführung der Kraftstoffversorgung durch Einspritzung hat noch ein anderes, sehr wichtiges Problem zur Folge: die gleichzeitige Regulierung der Luftmenge und der Kraftstoffmenge, damit die Gemischzusammensetzung permanent mit der Arbeitsweise des Motors übereinstimmt. Das Ersetzen des Vergasers durch eine Hochdruckdosierpumpe bei Motoren mit leicht vergasbaren Kraftstoffen hat nicht, oder wenigstens hat noch nicht, die Drosselklappen auf der Ansaugstrecke beseitigen können. In der

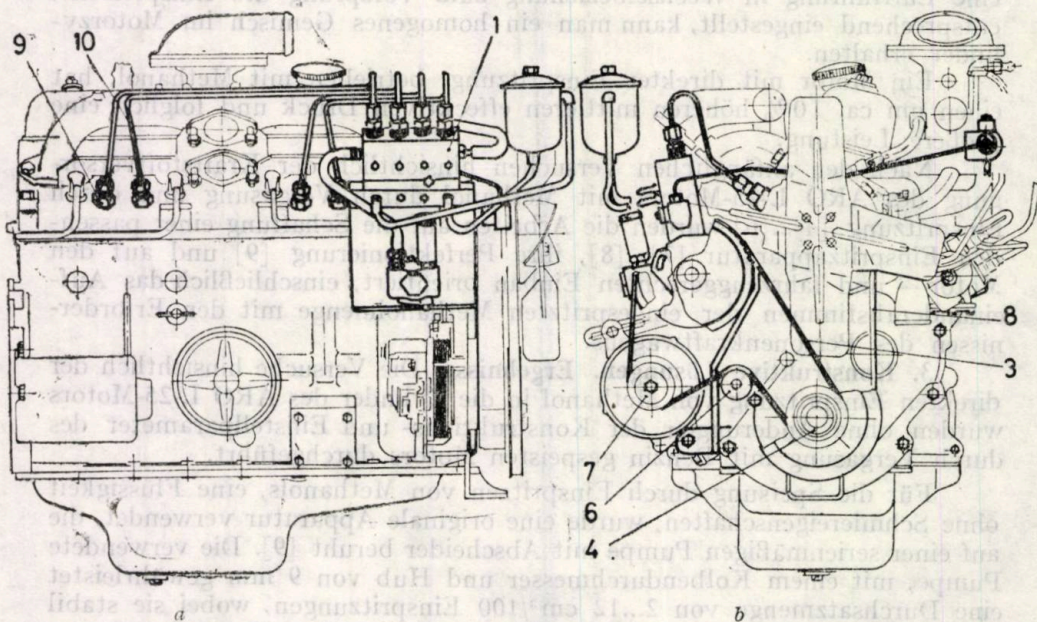


Abb. 2

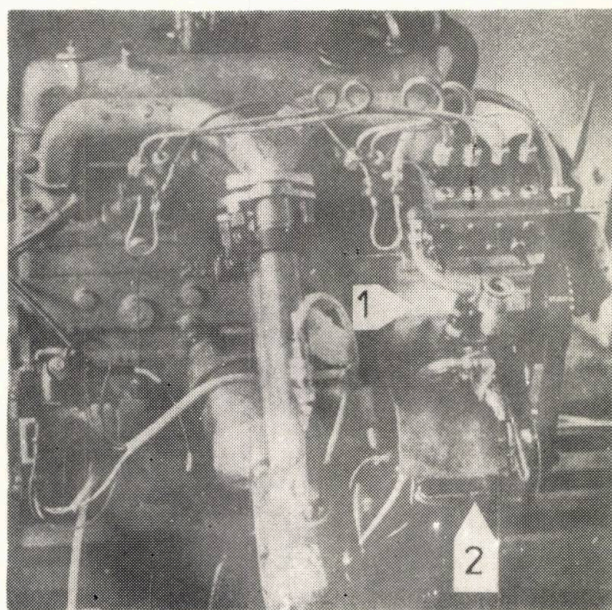
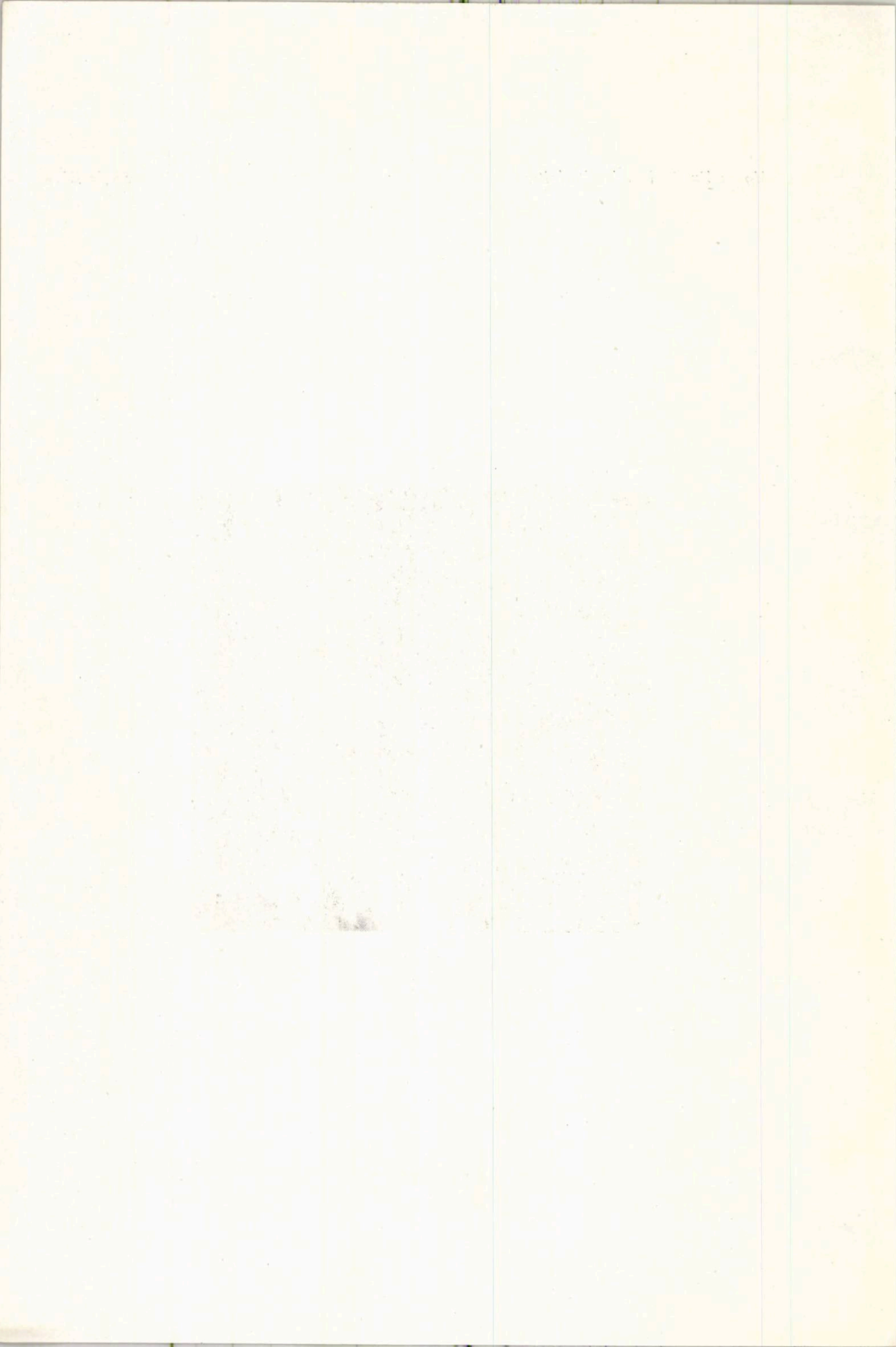


Abb. 1



Tat, bei Beibehaltung der Funkenzündung muß bei Änderung des Motorbetriebs die Zusammensetzung des Gemisches in den Entzündbarkeitsgrenzen gehalten werden, das heißt, daß für den Motor die optimal notwendigen Dosierungskennwerte gewährleistet werden müssen. Grundsätzlich muß bei jedem Betriebszustand des Motors das Eindringen der entsprechenden Luft- und Kraftstoffmassen in den Zylinder gewährleistet sein. Zu diesem Zweck ist die gleichzeitige Änderung der Stellung einer Drosselklappe auf der Zuführleitung und der Zahnstange der Einspritzpumpe notwendig.

Es wurde ein mechanisch-hydraulisches Steuerschema für die Dosierung angepaßt, welches das bekannte Steuerprinzip der Luftdrosselklappe durch das Gaspedal des Kraftfahrzeuges beibehält. Das vom Gaspedal übernommene Signal wird nicht direkt auf die Drosselklappe übertragen, sondern die durch Positionsänderung der Pedale erhaltenen Signale werden sowohl für die Betätigung der Klappe als auch für das Verschieben des Steuerteils der Einspritzpumpe benutzt.

Die nach obengenannter Art und Weise gebaute Vorrichtung, Abb. 3, umfaßt eine mechanisch-hydraulische Antriebseinheit, die auf die durch das Kabel 11 übermittelten Befehle vom Fahrzeugführer reagiert, entsprechend der Bewegung des Gaspedals im Fahrzeug.

Das Grundelement der Vorrichtung ist der mechanische Bearbeitungsblok des vom Operator (Fahrzeugführer) übertragenen Signals und besteht aus der Steuernocke 12 der Zahnstange 13 der Einspritzpumpe 1 und aus der Nocke 14 für die Steuerung der Stellung der Drosselklappe 15.

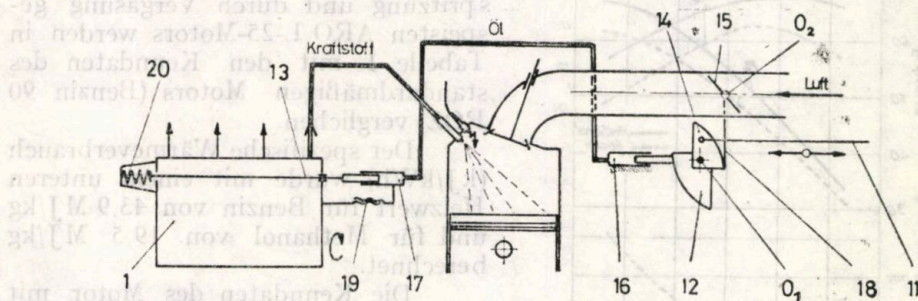


Abb. 3

Die Nocke 12 für die Steuerung der Stellung der Zahnstange 13 und die Nocke 14 für die Steuerung der Stellung der Drosselklappe 15 drehen sich gemeinsam um die feststehende Achse O_1 , wenn das Kabel 11 verschoben wird. Nocke 12 wirkt auf die Zahnstange 13 der Einspritzpumpe 1 mittels hydraulischer Kolbenübertragung; das Signal zur Stellungsänderung wird vom hydraulischen Motorelement 16 übernommen und der Zahnstange 13 der Einspritzpumpe 1 durch das hydraulische Aufnahmeelement 17 übertragen.

Die Nocke 14 wirkt auf die Drosselklappe 15 mittels Hebels 18, der sich gleichzeitig mit der Drosselklappe 15 um die feste Achse O_2 bewegt. Die beiden Stellungsänderungen, die der Zahnstange 13 der Einspritzpumpe und die der Drosselklappe 15, sind durch das Profil der beiden entsprechenden Nocken aufeinander abgestimmt.

Unter Berücksichtigung der komplexen Abhängigkeit jener zwei Mengen, der Kraftstoffmenge und der Luftmenge, von der Stellung der Zahnstange 13 der Einspritzpumpe und entsprechend von der Winkelstellung der Drosselklappe 15, wurde das Profil der Nocken 12 und 14 experimentell bei variabler Belastung und variabler Drehzahl des Motors bestimmt.

Die oben vorgestellte Vorrichtung zur simultanen Steuerung der Luft- und Kraftstoffmenge genügt allen Belastungsbereichen des Motor, auch den Übergangsbetriebszuständen und dem Anlassen.

Für den Leerlauf ist eine einzige Einstellung notwendig, diese befindet sich in der Steuerung der zyklischen Kraftstoffmenge. Der Zylinder des hydraulischen Aufnahmeelements 17 ist an der Einspritzpumpe 1 mittels eines Gestells 19 von verstellbarer Länge angebracht. Wird die Länge des Gestells 19 verändert, so ändert sich die Anfangsstellung des Kolbens des hydraulischen Aufnahmeelements 17, und dadurch wiederum, dank der Existenz der Feder 20, die Stellung der Zahnstange 13, die ursprünglich der kleinsten Kraftstoffmenge entsprach. In dieser Lage muß die Drosselklappe 15 den kleinsten Durchgang, festgelegt durch die Konstruktion der Drosselklappe, für den Luftstrom zum Motor freigeben.

Der so ausgerüstete Motor wurde auf dem Prüfstand getestet, wobei man die Drehzahlkennlinie in Abb. 4 bei totaler Leistung erhielt. In der Abbildung sind zum Vergleich die entsprechenden Größen eingezeichnet, die man für mit Benzin gespeisten Motor durch Vergasung erhalten hat.

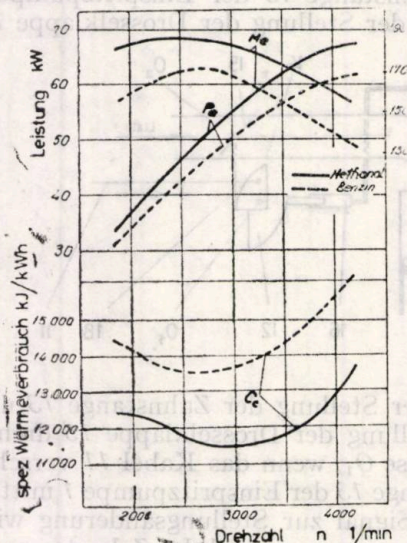


Abb. 4

Die wichtigsten Kenndaten des mit Methanol durch direkte Einspritzung und durch Vergasung gespeisten ARO L-25-Motors werden in Tabelle 1 mit den Kenndaten des standardmäßigen Motors (Benzin 90 ROZ) verglichen.

Der spezifische Wärmeverbrauch (kJ/kWh) wurde mit einem unteren Heizwert für Benzin von 43,9 MJ/kg und für Methanol von 19,5 MJ/kg berechnet.

Die Kenndaten des Motor mit direkter Einspritzung beweisen klar die Vorteile der vorgeschlagenen Lösung. Man beobachtet ein Anwachsen der maximalen effektiven Leistung von 11% und des maximalen Drehmoments von 9% gegenüber dem mit Benzin gespeisten Motor, unter den Bedingungen eines um 15...18% kleineren spezifischen Wärmeverbrauchs.

Der ARO L-25-Motor mit direkter Methanoleinspritzung wurde auch in einem ARO-Kraftwagen getestet, was in Abb. 5 abgebildet ist, während die Installation der spezifischen Einspritzapparatur für das Methanol in Abb. 6 dargestellt ist, wo auch klar die Einspritzpumpe und die Hochdruckleitungen 10 zu sehen sind.



Abb. 5

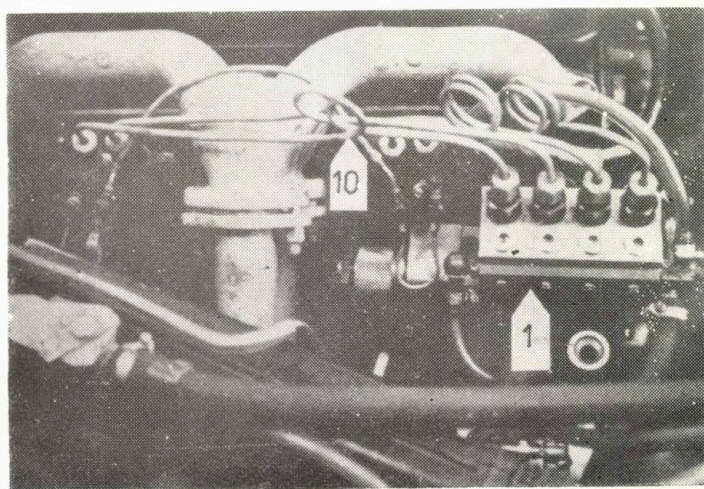


Abb. 6

Tabelle 1

Kennwerte und andere Motordaten	Benzin- Vergasung NID 5564-75	Benzin- Einspritzung		Methanol- Vergasung $\epsilon = 8$	Methanol- Einspritzung $\epsilon = 8$
		$\epsilon = 8$	$\epsilon = 9$		
Maximale Nutzleistung, kW	60	60,5	62,5	51	70
Drehzahl bei maximaler Leistung, U/min	4 000	4 000	4 100	4 000	4 000
Spezifischer Wärmeverbrauch bei maximaler Leistung, kJ/kWh	11 338	11 075	9 535	10 263	9 459
Spezifischer Brennstoffverbrauch bei maximaler Leistung, g/kWh	350	343	295	714	658
Maximales Drehmoment, N.m	167	173	158	138	181
Drehzahl bei maximalem Drehmoment, U/min	2 800	2 600	2 800	2 000	2 400
Spezifischer Wärmeverbrauch bei maximalem Drehmoment, kJ/kWh	9 836	9 405	8 877	9 145	8 442
Spezifischer Brennstoffverbrauch bei maximalem Drehmoment, g/kWh	304	291	275	636	587

Da der Methanolverbrauch in l/km wegen des kleineren Heizwertes doppelt so groß ist als der Benzinverbrauch wurde im Hinblick der Gewährleistung einer entsprechenden Unabhängigkeit des Kraftfahrzeuges ein zusätzlicher Kraftstoffbehälter notwendig. Der Zusatztank von 140 l wurde beim Standardtyp des Kraftfahrzeuges an den normalerweise dem Reserverad vorbehaltenen Platz installiert, während dieses auf ein spezielles Gestell an der Heckaußenseite des Kraftwagens montiert wurde (Abb. 7). Es wurde auch der Einbau von Rückleitungen für das Methanol von der Einspritzpumpe zu den Kraftstoffbehältern notwendig, so daß die Versorgungsstrasse mit Methanol der in Abb. 8 dargestellten entspricht.

Aus dem Behälter 21 wird das Methanol von der Niederdruckpumpe 22 in den Ausgleichsbehälter 23 gepumpt; dieser ist notwendig für das Anlassen der Pumpe 24 zur Versorgung der Einspritzpumpe 1. Der Methanolüberschuß aus dem Versorgungsstrakt wird in den Ausgleichsbehälter 23 zurückgeführt. Wenn der Behälter 23 voll ist, läuft der Kraftstoff zum Behälter 21 zurück. Wenn der Haupttank 21 leer ist, wird der Betrieb durch die Hähne 25 und 26 auf den Zusatztank 27 umgeschaltet.

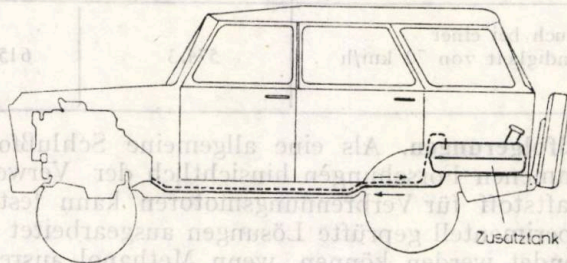


Abb. 7

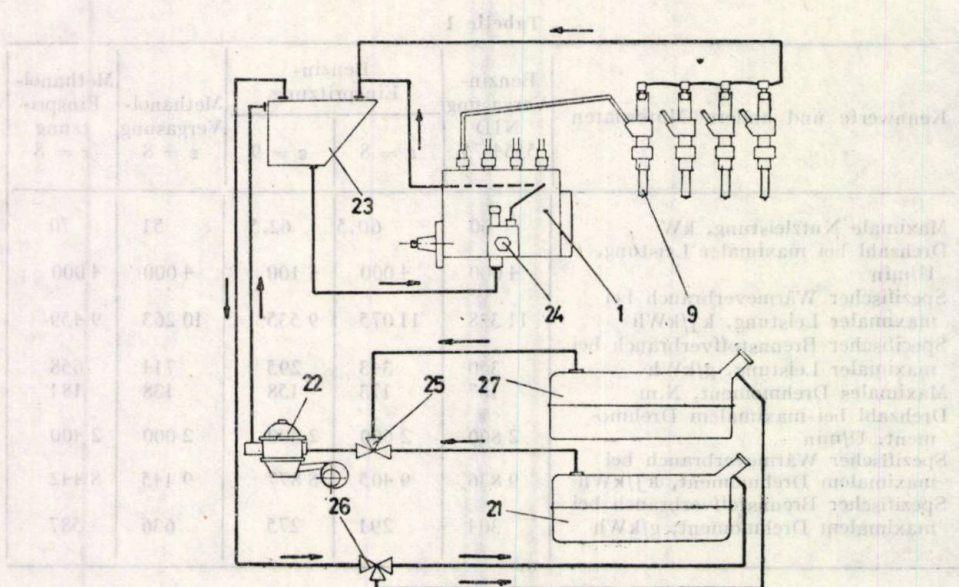


Abb. 8

Auf diese Weise wird dem Fahrzeug eine ununterbrochene Fahrt von mindestens 800 km ermöglicht.

Die Kenndaten des Personenkraftwagens ARO 244, ausgestattet mit einem Motor, der durch direkte Methanoleinspritzung gespeist wird, sind in Tabelle 2 wiedergegeben.

Es soll erwähnt werden, daß für das Anlassen bei niedrigen Temperaturen manuell gepumptes Benzin verwendet wird (ca. 20 ml für ein Anlassen), das aus einem Spezialbehälter von ca. 1 l Inhalt direkt in die Zuführleitung zwischen Drosselklappe und Motor gelangt.

Tabelle 2

Parameter	Wagen ausgerüstet mit geänderten Motor	Bezugs-Wagen	Unterschied
Wärmeverbrauch bei einer Fahrtgeschwindigkeit von 70 km/h [M/100 km]	574,3	615,3	-6,8%

4. Schlußfolgerungen. Als eine allgemeine Schlußfolgerung der bis jetzt vorgenommenen Forschungen hinsichtlich der Verwendung von Methanol als Kraftstoff für Verbrennungsmotoren kann festgestellt werden, daß echte, experimentell geprüfte Lösungen ausgearbeitet wurden, die mit Erfolg angewendet werden können, wenn Methanol ausreichend zur Verfügung steht oder wenn die technisch-ökonomischen Bedingungen dies ver-

langen. Gleichzeitig müssen die Forschungen im Hinblick auf die Vervollkommenung der Verbrennungsprozesse und auf die Entwicklung von Einstellsystemen für Mehrstoffmotoren weitergeführt werden, um hohe wirtschaftliche Kennziffern mit verschiedenen Kraftstoffen in allen beim Transport möglichen Betriebszuständen des ARO L-25-Motors zu erzielen.

Eingegangen am 10. Dezember, 1983

Technische Hochschule, Jassy,
Lehrstuhl für thermische Motoren

L I T E R A T U R V E R Z E I C H N I S

1. Jalbert J., *Le moteur à alcool*. Paris, Dunod, 1944.
2. ** *Neun Kraftstoffen auf der Spur. Alternative Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge*. Bonn, 1974.
3. Schaffrath M., *Nichtkonventionelle Energiesysteme*. MTZ, 35, 10, 325—332 (1974).
4. Zugrăvel M., Gaiginschi R., Pașa D., Filip V., *Utilizarea combustibililor pe bază de metanol la motoarele autovehiculelor de mic litraj*. „Creația tehnică și fiabilitatea în construcția de mașini”, Secția Mașini termice și hidraulice, Partea I, Institutul politehnic Iași, 1978, pp. 7—10.
5. Zugrăvel M., Gaiginschi R., Giurcă V., Homutescu C.-A., Waszkiewicz-Filioreanu N., Pașa D., Simionescu I., *Studii privind utilizarea metanolului drept combustibil la motoarele cu aprindere prin scînteie*. „Creația tehnică și fiabilitatea în construcția de mașini”, Secția Mașini termice și hidraulice, Partea I, Institutul politehnic Iași, 1978, pp. 1—6.
6. Zugrăvel M., Gaiginschi R., Homutescu C.-A., Giurcă V., Waszkiewicz-Filioreanu N., Pașa D., *Исследование возможности применения метанола как топлива для автомобильных двигателей*. Bul. Inst. polit. Iași, XXV (XXIX), 3—4, s. IV, 75—80 (1979).
7. Zugrăvel C., Gaiginschi R., Boghici T., *Pompă de injecție pentru benzină*. Brevet de invenție R. S. România, nr. 58276.
8. Zugrăvel M., Gaiginschi R., *Pompă de injecție pentru metanol*. Construcția de mașini, 31, 1, 50—54 (1979).
9. Waszkiewicz-Filioreanu N., Pașa D., *Particularități constructive ale pompei de injecție pentru motoare policarburante*. Sesiunea Științifică a I.N.M.T., 1981.

CERCETĂRI PRIVIND ADAPTAREA PE AUTOTURISM A MOTORULUI ARO L-25 ALIMENTAT PRIN INECȚIE DIRECTĂ DE METANOL

(Rezumat)

Se prezintă rezultatele unor cercetări experimentale referitoare la utilizarea metanolului drept combustibil pentru motorul ARO L-25, modificat pentru alimentare prin injecție directă. Datele obținute pe un autoturism ARO-234 arată avantajele soluției de alimentare propuse în comparație cu varianta standard.

THE ENERGETIC LIMITS OF THE PUSH-PULL CONVERTER OF CAPACITIVE DISCHARGE IGNITION SYSTEM

BY

TRAIAN VIDRAȘCU

1. Introduction. The steady-state capacitive discharge ignition system is able to ensure the operation of the explosion engine up to a frequency of 500...600 sparks per second. Securing the energy of the electric spark that appears at the sparking plug electrodes at these frequencies may be performed only on the account of the energy transmitted by the converter and stored by the condenser of the ignition system [1], [2]. It is obvious that the energy appeared at the electric spark for high engine speeds depends on the energy delivered by the converter. This effect has been studied in the literature [3] for a particular case. Our work takes into account the possibilities of the push-pull converter what is largely used with the capacitive discharge ignition system.

2. The Study of the Energy Delivered by the Converter. In the push-pull converter, the two transistors are successively in conduction, alternatively switching the d.c. supplying source of the voltage E . If the transistors are identical, as really necessary, than the conduction times and the maximum currents are also identical, so that we can write

$$(1) \quad t_{c1} = t_{c2} = t_c,$$

$$(2) \quad I_{1\max} = I_{2\max} = I_{\max},$$

$$(3) \quad T = t_{c1} + t_{c2} = 2t_c.$$

During the conduction interval, one can write, according to the Faraday's law of induction, the equation

$$(4) \quad L \frac{di}{dt} = E,$$

where L is the inductance of the primary coil of the converter transformer. This equation has the solution

$$(5) \quad i = \frac{E}{L} t,$$

which shows a linear variation of the current. With the boundary condition that for $t=t_c$, ($i=1, 2$), $i=I_{\max}$, it results, taking into account the relations (1) and (2),

$$(6) \quad I_{\max} = \frac{E}{L} t_c.$$

Within a period, the electric charge passing through the two transistors is

$$(7) \quad Q_T = \int_0^T i \, dt = 2 \int_0^{t_c} i \, dt,$$

i.e., taking into account (1), (2), (5) and (6), we obtain

$$(8) \quad Q_T = I_{\max} t_c,$$

so that the energy absorbed from the source during a period will be, considering the relation (3),

$$(9) \quad W_T = E Q_T = \frac{1}{2} E I_{\max} T.$$

The relation (9) can be transformed, taking into consideration the definition of the average value of a certain function $a=a(t)$, i.e.

$$(10) \quad a_{\text{med}} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) \, dt.$$

Accordingly,

$$(11) \quad i_{\text{med}} = \frac{I_{\max}}{2},$$

so that (9) becomes

$$(12) \quad W_T = E i_{\text{med}} T,$$

and the energy transferred to the secondary coil of the converter transformer and stored within the condenser of the capacitive ignition system becomes, considering the efficiency η ,

$$(13) \quad W_{C/T} = \frac{E i_{\text{med}}}{f} \eta,$$

where f is the oscillation frequency of the converter.

3. The Interpretation of the Results. The relations (12) and (13) shows that, in order that the electric spark energy do not decrease at high speeds, it is necessary that the oscillation frequency should be higher than the maximum spark frequency.

Since it is necessary that $W_{C/T}$ should be constant at any engine speed, then, according to (9) and (13), a higher maximum current $I_{\max}$ is wanted for a higher oscillation frequency. But a higher oscillation frequency and a higher current can cause great commutation losses which can result in the

heating and failure of the transistors due to the second breakdown phenomenon [4], [5]. That is why an oscillation frequency as low as possible is wanted, i.e. the oscillation frequency should be equal to the maximum sparking frequency of the engine.

Received September 18, 1981

*Polytechnic Institute, Jassy,
Department of Physics*

REFERENCES

1. Lawson H. W., U. S. Patent, No. 3516396/24.06.1970
2. Winterburn F. L., U.S. Patent, No. 3564581/16.02.1971.
3. Vidrașcu Tr., Bul. Inst. polit. Iași, **XXVI(XXX)**, 1-2, s. III, 123-128 (1980).
4. Schafft H. A., Proc. IEEE, **55**, 8, 1272-1285 (1967).
5. Yu S. Y., Thomas G., J. Appl. Phys., **48**, 3, 1166-1169 (1977).

LIMITELE ENERGETICE ALE CONVERTORULUI PUSH-PULL AL SISTEMULUI DE APRINDERE ELECTRICĂ DE TIP CAPACITIV

(Rezumat)

Sistemul de aprindere electrică cu semiconductori de tip capacitiv poate asigura o funcționare bună a motorului cu ardere internă până la frecvențe de ordinul a 5...600 scintei/secundă. Energia necesară scintei electrice depinde de energia debitată de convertor.

Lucrarea studiază posibilitățile oferite de convertorul push-pull astfel ca tranzistorii utilizați să nu se distrugă prin fenomenul celei de a doua străpungeri.

heating and failure of the transistor due to the second breakdown phenomenon. That is why an oscillation frequency as low as possible is wanted, i.e. the oscillation frequency should be equal to the maximum sparking frequency of the engine.

Received September 12, 1971

Politehnica Institute, Iasi,
Department of Physics

REFERENCES

1. Lawson H. W., U.S. Patent No. 3,512,358 (1970).
2. Winterburn E. L., U.S. Patent No. 3,542,311 (1971).
3. Wideman T., Bul. Inst. Polit. Iasi, XXVI (XXX), 1-2, 111, 125-128 (1969).
4. Schmitt H. A., Proc. IRE, 55, 2, 1272-1273 (1967).
5. Yung Y., Thomas G. J., Appl. Phys., 48, 2, 1160-1162 (1977).

RECHETE ELECTRICE ALE CONVERTORULI PUSH-PULL AL SISTEMULUI DE APRINDERE ELECTRICA DE TIP CAPACITIV

(Rezumat)

Sistemul de aprindere electrica cu semiconductori de tip capacitive poate realiza o funcționare la un nivel ridicat de eficiență și la o frecvență de ordinul a 2...1000 scantei/secundă. Pentru a realiza acest sistem electric trebuie de calculat debitul de convertor. La fel ca și la sistemele de aprindere cu convertor push-pull, astfel ca transformarea energiei să nu se distorsioneze prin fenomenul celui de a doua strălucire.

DÉTERMINATION DES PARAMÈTRES FONCTIONNELS DE LA POMPE ROTATIVE D'INJECTION À PISTON SÉPARATEUR ET SECTION DE POMPAGE EXTÉRIEURE

PAR

MIRCEA ZUGRĂVEL, CONDRAT-ADRIAN HOMUTESCU,
N. WASZKIEWICZ-FILIOREANU et D. PAȘA

1. Introduction. La conception et la réalisation des équipements d'injection pour combustibles sans propriétés de graissage, comme l'essence ou les alcools, constitue une question très importante et de grande actualité technique et économique, les avantages de l'alimentation du moteur en combustible par injection et l'efficacité de la diversification de la gamme des combustibles utilisés dans les moteurs étant bien connus. Dans cette direction, à l'Institut Polytechnique de Jassy et à la Filiale de Jassy de l'Institut National des Moteurs Thermiques ont été réalisés des équipements d'injection basés sur l'isolation de l'élément de dosage et de pompage à la face du liquide sans propriétés de graissage, par introduction d'un piston séparateur, ou, de façon générale, d'un élément de séparation. Jusqu'à présent cette solution a été appliquée aux pompes à sections de pompage en ligne [1], ..., [4] et on a obtenu, entre autres, des équipements d'injection pour les moteurs dérivés du type ARO L-25, par leur alimentation en essence ou méthanol directement injecté dans la chambre de combustion [5], [6].

Étant donné les avantages présentés par les pompes d'injection à distributeur rotatif en comparaison de celui en ligne, on a projeté et expérimenté un équipement d'injection à une pompe à piston séparateur, employant, pour la commande des éléments de pompage, des pièces constitutives de la pompe à distributeur rotatif. Le présent article expose les résultats de l'étude expérimentale sur le banc d'essai de cet équipement.

2. Pompe d'injection rotative à piston séparateur et section de pompage extérieure. L'équipement d'injection pour essence et d'autres liquides sans propriétés de graissage à pompe rotative à piston séparateur et section de pompage extérieure, réalisé en conformité avec le schéma de principe présenté dans la fig. 1, est constitué par quatre sections ayant des fonctions distinctes : de commande, de séparation, de pompage et de pulvérisation.

La section de commande fournit, par l'intermédiaire des pistons séparateurs, les impulsions de pompage, étant construite conformément à la pompe d'injection à distributeur rotatif du type DPA-CAV et dont on a

les pistons plongeurs 3, en contact avec l'anneau à cames 4, exécute le mouvement de pompage au moment où le canal radial de refoulement e est en communication avec l'un des canaux de refoulement f de la tête hydraulique 5. Ainsi, le fluide de commande pénètre dans la chambre g du cylindre 10, déplaçant le piston séparateur 9. Continuant son mouvement, le rotor distributeur met en communication le canal de refoulement f avec le canal de décharge h du rotor distributeur 2. Sous l'action du ressort de rappel 11, qui déplace le piston séparateur 9 vers la position initiale, le fluide de commande est poussé par le canal de décharge h , par le canal de décharge i de la tête hydraulique et par le tuyau de décharge 17, au retour dans le réservoir 15. Le processus décrit se répète de sorte qu'à chaque rotation complète du rotor la section de commande fournit successivement une impulsion de pompage à chacun des quatre pistons séparateurs 9.

Le déplacement des pistons séparateurs 9 est déterminé par le volume du fluide de commande qui pénètre dans la chambre de pompage, étant par conséquent contrôlé par la soupape de dosage 6.

Étant donné le fait que la commande du réglage du débit de combustible injecté par l'équipement analysé se fait par l'action sur la soupape de dosage 6 sans corrélation avec la vitesse de rotation de la pompe de transfert 7, on a prévu, parallèlement à la pompe de transfert 7, un circuit qui retourne une partie du combustible par la soupape de réglage de la pression de transfert 8. Par suite du mouvement alternatif de translation du piston séparateur 9 dans la chambre j du cylindre 10 et dans le tuyau de combustible 18 se crée la dépression qui détermine l'ouverture de la soupape d'admission 13 et le remplissage du système de combustible, et puis, se crée la haute pression sous laquelle, par la soupape de refoulement 14 a lieu le pompage dosé vers l'injecteur 19 de la section de pulvérisation. On mentionne que pour le remplissage de la section de pompage on assure en amont de la soupape d'aspiration et à l'aide de la pompe de basse pression d'alimentation une pression constante et de valeur réduite.

L'équipement d'injection à pompe rotative à piston séparateur présenté, se caractérise, du point de vue constructif, par l'emplacement extérieur de la section de pompage, raccordée, par le tuyau 18, à la section de séparation et par le tuyau de haute pression 20, à l'injecteur 19. La section de pompage peut être emplacée aussi directement sur la section de séparation, par élimination du tuyau de combustible 18, ou directement sur l'injecteur, par élimination du tuyau de haute pression 20.

3. L'installation expérimentale et la méthode d'essai et d'interprétation des résultats. L'équipement d'injection à pompe rotative à piston séparateur et section de pompage extérieure, qu'on a expérimenté, a la section de commande construite par des pièces provenues de la pompe DPA-CAV, la section de séparation au piston de 6 mm de diamètre (fig. 2) attachée par filet à la tête hydraulique, la section de pompage réalisée à des soupapes à bille de 5,9 mm de diamètre (fig. 3) et des injecteurs mécaniques fermés du type KBL 70 S IR équipés avec des pulvérisateurs du type RODLA 145 S 448 réglés à pression d'ouverture de 10 MPa.

Le tuyau de combustible 18 et le tuyau de haute pression 20, tous les deux du type 6×2 mm, avaient 200 mm et respectivement 900 mm de longueur.

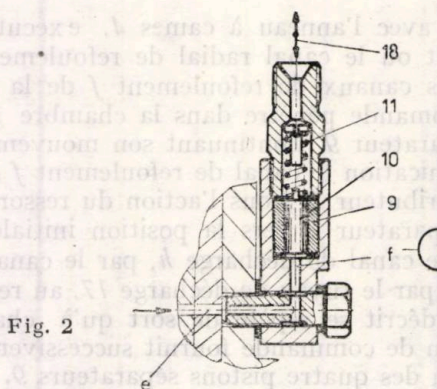


Fig. 2

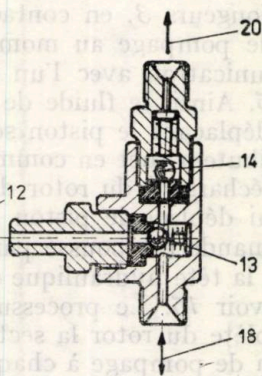


Fig. 3

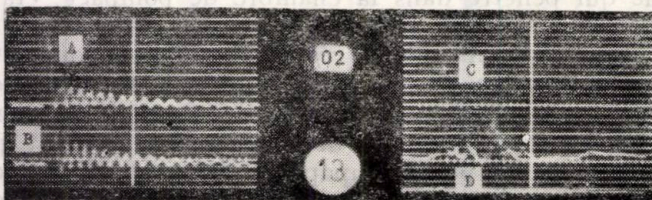


Fig. 4

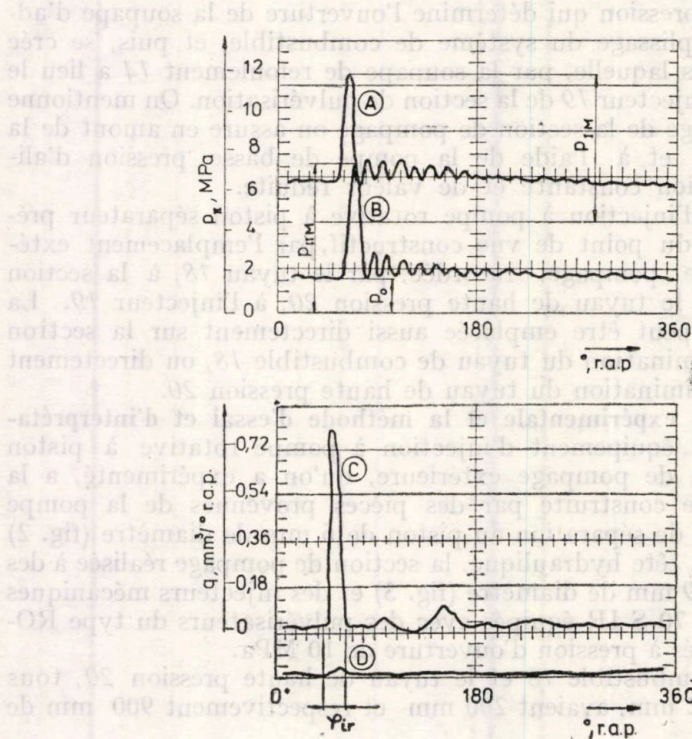


Fig 5

Les expérimentations ont été effectuées sur un banc d'essai et de réglage des pompes d'injection, complété par un oscilloscope à 4 spots et ont consisté en des déterminations des volumes d'essence fournis à diverses vitesses de rotation de la pompe et pour des diverses positions de l'organe de réglage du débit, combinés avec la photographie sur l'écran de l'oscilloscope des courbes de variation de la pression dans le tuyau d'injection 20 : la pression p_I à la sortie de la section de pompage (courbe A) et la pression p_{II} à l'entrée de l'injecteur (courbe B). On a enregistré en outre le déplacement de l'aiguille de pulvérisateur (courbe C) et la loi d'injection, sous la forme de la vitesse d'injection déterminée à l'aide de l'appareil Bosch EFEP 482 [7], [8] (courbe D), courbes présentées toutes dans la fig. 4.

Les oscillogrammes (des types présentés dans la fig. 4) ont été analysés en conformité avec le schéma présenté dans la fig. 5 et ils mettent en évidence les paramètres suivants : p_0 — pression rémanente dans le tuyau de haute pression ; p_{IM} et p_{IIM} — valeurs maxima de la pression p_I et p_{II} ; φ_{ir} — durée réelle du processus d'injection ; q — vitesse d'injection exprimée en $\text{mm}^3/\text{degré}$ d'angle de rotation de l'arbre de la pompe par l'étalonnage indirect de l'oscillogramme à partir du débit injecté dans le cycle, conformément à [7].

4. Résultats. L'analyse des oscillogrammes du processus d'injection montre que dans le tuyau de haute pression 20 s'installent des pressions rémanentes p_0 élevées et que le processus d'amortissement des oscillations de pression nées à la fin de l'injection est lent (fig. 4). La cause de ces phénomènes est constituée par le volume relativement grand du combustible qui se trouve dans le tuyau et par la décharge insuffisante du tuyau due à la soupape de refoulement à bille, utilisée dans la section de pompage. À l'amortissement lent des oscillations de la pression contribue également la viscosité, réduite, de l'essence qu'on a utilisée pour l'expérimentation

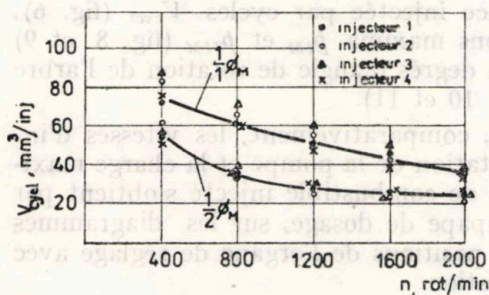


Fig. 6

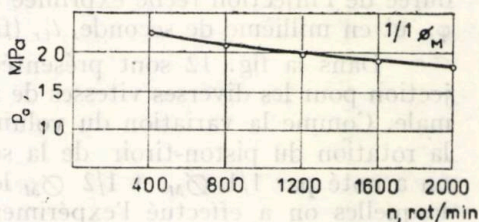


Fig. 7

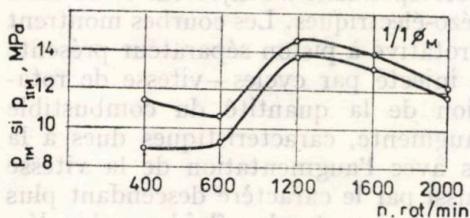


Fig. 8

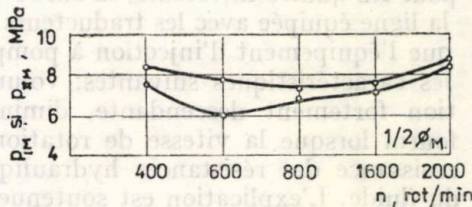


Fig. 9

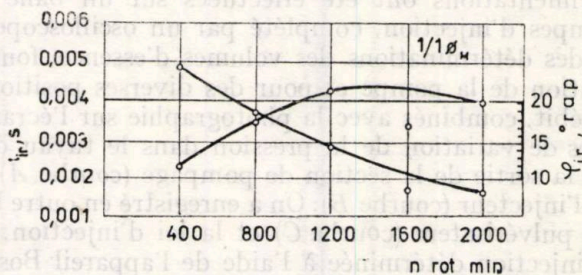


Fig. 10

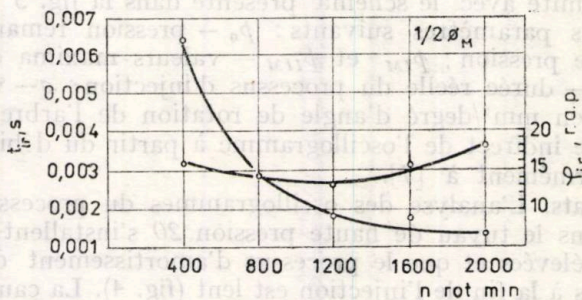


Fig. 11

Les résultats expérimentaux sont présentés brièvement dans les fig. 6...11 sous la forme de dépendance par rapport à la vitesse de rotation de l'arbre de la pompe et à la position de l'organe de réglage du débit des paramètres suivants : volume d'essence injectée par cycles V_{cycl} (fig. 6), pression rémanente p_0 (fig. 7), pressions maxima p_{IM} et p_{IIM} (fig. 8 et 9) durée de l'injection réelle exprimée en degrés d'angle de rotation de l'arbre ϕ_{ir} et en millième de seconde, t_{ir} (fig. 10 et 11).

Dans la fig. 12 sont présentées, comparativement, les vitesses d'injection pour les diverses vitesses de rotation de la pompe et la charge maximale. Comme la variation du volume de combustible injecté s'obtient par la rotation du piston-tiroir de la soupape de dosage, sur les diagrammes on a noté par $1/1 \varnothing_M$ et $1/2 \varnothing_M$ les positions de l'organe de réglage avec lesquelles on a effectué l'expérimentation.

Sur la fig. 6 ont été marqués les volumes d'essence fournis par cycles pour les quatre injecteurs, la courbe 7 correspondant à l'injecteur situé dans la ligne équipée avec les traducteurs piézo-électriques. Les courbes montrent que l'équipement d'injection à pompe rotative à piston séparateur présente les caractéristiques suivantes: volume injecté par cycles—vitesse de rotation fortement descendante, diminution de la quantité du combustible fourni lorsque la vitesse de rotation augmente, caractéristiques dues à la croissance des résistances hydrauliques avec l'augmentation de la vitesse du fluide. L'explication est soutenue aussi par le caractère descendant plus accentué des courbes pour les volumes croissants des fluides véhiculés.

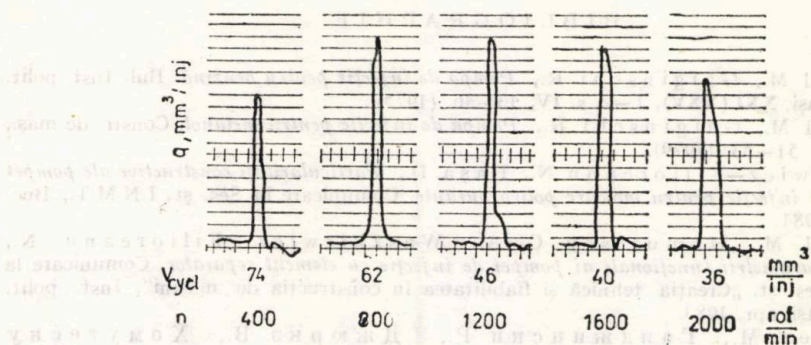


Fig. 12

Il faut remarquer que l'action de correction des caractéristiques volume injecté par cycles-vitesse de rotation réalisée par la pompe rotative à piston séparateur est indépendante de l'existence d'un dispositif correcteur ou d'un régulateur spécial. D'ailleurs, ce phénomène a été mis en évidence aussi par d'autres pompes d'injection à piston séparateur [4].

Sur la fig. 7 on observe que la pression résiduelle dans le tuyau d'injection diminue un peu avec l'augmentation de la vitesse, en concordance avec la diminution du volume injecté par cycles.

D'après les fig. 8 et 9 il résulte que l'équipement d'injection étudié réalise des pressions élevées assurant les prémisses pour une bonne pulvérisation du combustible injecté directement dans la chambre de combustion du moteur.

L'analyse des courbes des fig. 10 et 11 montre que la durée d'injection exprimée en secondes, comme on pouvait le prévoir, diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation et la diminution du volume injecté, tandis que, exprimée en degrés d'angle de rotation, elle garde des valeurs comparables.

La présentation dans la fig. 12 d'une succession de courbes de la vitesse d'injection déterminée pour le fonctionnement de la pompe aux volumes cycliques maxima permet d'apprécier que l'équipement étudié assure une vitesse d'injection élevée pour toute la gamme de vitesses prises en considération.

5. Conclusions. 1. Les recherches expérimentales effectuées sur le banc ont permis de connaître le fonctionnement de l'équipement d'alimentation à pompe d'injection à piston séparateur et de la caractériser à l'aide des paramètres, tels que les débit cyclique injecté et sa vitesse de variation et les pressions dans le tuyau de haute pression.

2. Les recherches ont montré que l'équipement expérimenté se caractérise par un fonctionnement stable et présente des caractéristiques propices, étant une solution de perspective pour l'alimentation des moteurs à combustion interne en essence, méthanol ou d'autres combustibles liquides sans propriétés de graissage.

Reçue le 20 Octobre 1983

Institut Polytechnique, Jassy,
Chaire de Moteurs Thermiques
et
Institut National de Moteurs Thermiques,
Filiale de Jassy

BIBLIOGRAPHIE

1. Zugrăvel M., Gaiginschi R., *Pompă de injecție pentru benzină*. Bul. Inst. polit. Iași, **XXI (XXV)**, 1-2, s. IV, 43-46 (1975).
2. Zugrăvel M., Gaiginschi R., *Pompă de injecție pentru metanol*. Constr. de maș., 1, 51-53 (1979).
3. Waszkiewicz-Filioreanu N., Pașa D., *Particularități constructive ale pompei de injecție pentru motoare policarburante*. Comunicare la Ses. șt. I.N.M.T., Buc. 1981.
4. Zugrăvel M., Homutescu C.-A., Waszkiewicz-Filioreanu N., *Parametrii funcționali ai pompei de injecție cu element separator*. Comunicare la Ses. șt. „Creația tehnică și fiabilitatea în construcția de mașini”, Inst. polit. Iași, apr. 1983.
5. Зугрэвел М., Гайджински Р., Джюрка В., Хомутеску К.-А., Вашкиевич-Филиореану Н., Паша Д., *Исследование возможности применения метанола как топлива для автомобильных двигателей*. Bul. Inst. polit. Iași, **XXV (XXIX)**, 3-4, s. IV, 75-80 (1978).
6. Zugrăvel C., Gaiginschi R., Giurcă V., Homutescu C.-A., Waszkiewicz-Filioreanu N., Pașa D., *Forschungen zur Brennstoffversorgung des ARO L-25 - Motors durch direkte Methanoleinspritzung, angepaßt für Personenkraftwagen*. Bul. Inst. polit. Iași, **XXIX (XXXIII)**, 1-4, s. IV (1983).
7. Bosch W., *Der Einspritzgesetz - Indicator, ein neues Meßgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzelspritzungen*. MTZ, 7 (1964).
8. * * * *Einspritzgesetz - Indikatoren Bosch*. Bedienungsanleitung VDT-WWF 121/10, R. Bosch GMBH, Stuttgart.

DETERMINAREA PARAMETRILOR FUNCȚIONALI LA POMPA ROTATIVĂ DE INECȚIE CU PISTON SEPARATOR ȘI SECȚIUNE EXTERIOARĂ DE POMPARE

(Rezumat)

Se prezintă un echipament de injecție pentru benzină și lichide fără proprietăți de ungere, cu pompă rotativă și piston separator și secțiune de pompare exterioară. Sînt expuse rezultatele experimentării echipamentului pe un stand de probe.

VERGLEICHENDE EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN ZUM AUFSPANNVERMÖGEN ELEKTROMAGNETISCHER PLANSCHEBEN

VON

N. GHERGHEL, MAGDA GHERGHEL, EUSEBIU TURCULET
und MARIN ZARJITCI

1. Einführung. Obwohl die Vorrichtungen mit elektromagnetischer Arbeitsweise insbesondere in Form von Planscheiben und Spannfuttern [1]...[4], [6], [8], [11]...[13], [15], [17], [18], [20]...[23], sich seit langem anboten, hat die Entwicklung dieser eine Stagnationsperiode erfahren, weil man annahm, daß ihr Leistungsvermöge ein nicht zu überbietendes Niveau erreicht hat.

Jedoch haben die jüngsten Untersuchungen und Ausführungen die Möglichkeit einer Steigerung der Leistung dieser Vorrichtungen bestätigt, wobei breite Perspektiven für die Erweiterung der Anwendung elektromagnetischer Arbeitsweise im Vorrichtungsbau eröffnet wurden.

Auch wenn diese Vorrichtungen eine größere Verbreitung erfahren haben und der Bestand an theoretisch-experimentellen Untersuchungen substantiell in den letzten Jahren bereichert wurde, führt die Auswertung der wichtigsten Arbeiten mit Forschungscharakter, die uns zur Verfügung standen [3], [9], [24], zur Schlußfolgerung daß eine Weiterführung der Untersuchungen auf dem entsprechenden Fachgebiet notwendig ist, sowohl für eine Vertiefung der spezifischen Erscheinungen, als auch um einige notwendige Daten die Projektierung und den rationellen Betrieb dieser Vorrichtungen zu erhalten.

Die vorliegende Arbeit ist in die Untersuchungen einzuordnen die auf eine Bereicherung der Projektierungsdaten abzielen und, ein speziellen, auf einen rationellen Betrieb der elektromagnetischen Planscheiben, da diese im wesentlichen die Vorrichtungen darstellen bei denen man, vorläufig, die elektromagnetische Wirkungsweise anwendet.

2. Untersuchungsprogramm. Begründung. Eines der Vorurteile, das die Entwicklung des elektromagnetischen Antriebes von Vorrichtungen lange Zeit gebremst hat, bildete die begrenzte Aufspannkraft, die die Vorrichtungen mit einem solchen Antrieb entwickeln können.

Dieses setzt die systematische Untersuchung der Aufspannkraft dieser Vorrichtungen voraus, weil, mit Sicherheit, diese Aufspannkraft unter bestimmten festen Bedingungen ein Maximum erreicht.

Aus der Analyse der wesentlichen Arbeiten auf dem Gebiet der Vorrichtungen [1], [2], [4], [12], [13], [15], [18], [20], [21], [23] resultiert, daß, analytisch, die Aufspannkraft dieser Vorrichtungen durch die Beziehung

$$(1) \quad F_a = F_s = \frac{B^2 A}{\mu_0} \quad [N],$$

gegeben ist, mit: F_a — Anziehungskraft, in T; F_s — Aufspannkraft, in N; A — Kontaktoberfläche (Schnittfläche der Kerne) in m^2 ; μ_0 — absolute magnetische Permeabilität $= 4\pi 10^{-7}$ H/m; B — elektromagnetische Induktion, in T, gegeben durch die Gleichung

$$(2) \quad B = \frac{\mu N I}{l} \quad [T],$$

in der: N — Anzahl der Spulenwicklungen; I — Stromstärke durch die Spule, in A; l — Spulenlänge, in m; μ — magnetische Permeabilität des Spulenkerns, in H/m.

Alle Maßeinheiten entsprechen dem internationalen System. Diese Beziehung, übernommen aus dem Gebiet des Elektromagnetismus [5], [14], [16], berücksichtigt lediglich die spezifischen Spulenparameter.

Das Studium der zur Verfügung stehenden Spezialliteratur [1]...[4], [12], [13], [15], [20], [21], [23] und der spezifischen Bedingungen, bei denen man die elektromagnetische Wirkungsweise beim Bau von Aufspanvorrichtungen anwendet, erlaubte uns, die Gesamtheit der Faktoren, die die Aufspannkraft dieser Vorrichtungen beeinflusst, auszusondern. Diese Faktoren sind im Schema der Abb. 1 zusammengefaßt dargestellt.

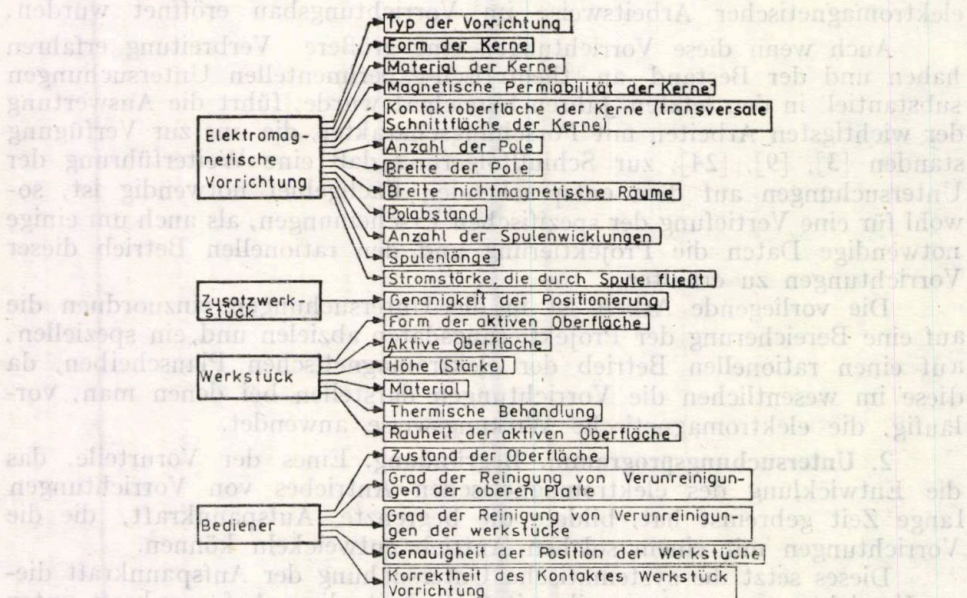


Abb. 1

In diesem Schema ist die große Anzahl und Vielfaltigkeit dieser Einflußfaktoren ersichtlich, und daraus resultiert die Notwendigkeit von systematischen theoretisch-experimentellen Untersuchungen zum Einfluß dieser Faktoren auf die Aufspannkapazität der elektromagnetischen Vorrichtungen.

Ausgehend von dem Schema in Abb. 1 geben wir einige Resultate der im Rahmen des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge und des Lehrstuhls für Physik der Technischen Hochschule Jassy durchgeführten Untersuchungen wieder. Diese Untersuchungen gelten den Einfluß der Hauptfaktoren, die beeinflußt werden können oder nicht, beim Betrieb dieser Vorrichtungen und zwar Stromstärke, Material der Werkstückprobe, die charakteristischen Abmessungen der aktiven Oberfläche der Werkstückprobe, die Höhe der Probe, die Rauheit der aktiven Oberfläche, wobei eine klassische Konstruktion der elektromagnetischen Scheibe [9] und eine am Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge [6] entwickelte verbesserte Variante in Betracht gezogen wird.

3. Versuchsmethodologie. 3.1. *Die untersuchten elektromagnetischen Planscheiben.* Es wurde eine klassische Planscheibe von rechteckiger Form mit breiter Anwendung für das Aufspannen der Werkstücke bei den Planschleifmaschinen untersucht [1], [2], [4], [6], [8], [10]...[13], [15] [17], [20]...[23], sowie auch eine verbesserte Variante einer solchen Planscheibe, die am Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge [6] konzipiert, projiziert und realisiert wurde.

3.2. *Werkstückproben.* Es wurden Proben verwendet von zylindrischer und parallelipedischer Form, mit verschiedenen charakteristischen Abmessungen, aus verschiedenen ferromagnetischen Materialien, mit verschiedenen Rauheiten und verschiedenen thermischen Behandlungen unterworfen. Die zylindrischen Proben hatten einen Durchmesser D von 50, 60, 70, 80 und 100 mm und eine Höhe h von 10, 20 und 25 mm, und jene mit parallelipedischer Form hatten eine Länge L von 78 und 153 mm, eine Breite l von 45 und 50 mm und eine Höhe h von 4, 10 und 20 mm. Als Materialien wurden folgende untersucht OL37, OL42, OLC45, OSC10, W23, W85, C120, Rp 5, ARC und Ni. Diese haben eine weite Verbreitung im Maschinenbau und zeigen kennzeichnende Unterschiede, was die chemische Grundzusammensetzung anbetrifft. Die Proben wurden so bearbeitet, daß sie aktive Oberflächen mit einer Rauheit R_a von 0,53 ; 0,27; 0,7 ; 0,9 ; 1,5 ; 1,7 ; 2,5 ; 8,8 und 9,5 μm haben.

Gleichfalls wurden Proben aus thermisch nichtbehandelten Materialien Untersuchungen unterzogen bzw thermisch behandelten Materialien (Härten + Ausglühen).

3.3. *Messung der Rauheit der aktiven Oberflächen der Proben.* Die Messungen wurden mit einem Rauheitsmesser vom Typ 201 — B199 (URSS) aus dem Bestand des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge der Technischen Hochschule Jassy durchgeführt.

3.4. *Die Messung der Aufspannkapazität.* Die Aufspannkapazität der elektromagnetischen Planscheiben wurde durch die Kraft F bestimmt, die entsteht zwischen den Kontaktoberflächen der Proben und den Planscheiben, weil bei den Bearbeitungsoperationen auf den Planschleifmaschi-

nen die tangentielle Komponente der Kraft beim Spanabheben den Maximalwert erreicht. Ausserdem kann diese Kraft bequemer gemessen werden.

Für die Messung der entsprechenden Kraft wurde eine in Labor für Vorrichtungen des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge laufend benutzte Installation [10] verwendet, bei der an Stelle des Dynamometers mit mechanischem Geber auch ein für diesen Zweck konzipiertes Dynamometer mit elektrisch-tensometrischem Geber verwendet wurde.

Das elastische Element, die Art der Anbringung der tensometrischen Marken, wie auch die Verbindung dieser, sind in Abb. 2 und 3 wiedergegeben, wobei das Kalibrierungsdiagramm in Abb. 4 dargestellt ist.

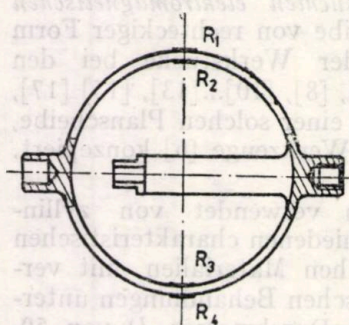


Abb. 2

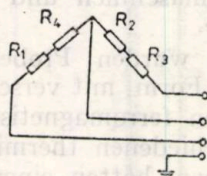


Abb. 3

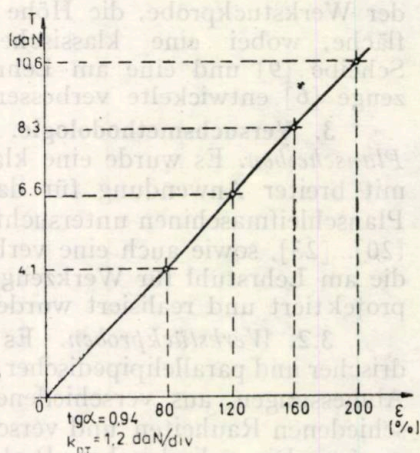


Abb. 4

Die Kalibrierung wurde mit Hilfe einiger Gewichte durchgeführt, woraus die Dynamometerkonstante $K_{D,T} = 1,2 \text{ daN/Teilstrich}$ Komparator mit einer Anzeige von 0,01 mm-Teilstrichen resultiert. Die Marken wurden mit einem elektronischen Tensometer von Typ N 2302 aus dem Bestand des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge verbunden. Auf der 200-Skala des Tensometers erhält man den Kennwert $\text{tg } \alpha = 0.94$.

Gleichfalls wurden, um auch den Einfluß von größeren Stromstärken auf die Kraft F untersuchen zu können, zwei stabilisierte Spannungsquellen von 40 V und 5 A benutzt, sowie ein Selen-Gleichrichter (STAS 3034-72) mit folgenden Kennwerten, 120/220 V-Netz, 50 Hz, 48 V, 10 A.

4. Die experimentellen Resultate. Interpretation. Schlußfolgerungen.

Die experimentell gewonnenen Resultate, die konform der vorgestellten Methodologie erhalten und entsprechend bearbeitet wurden, lagen der Aufstellung der in den Abb. 5 — 14 wiedergegebenen Diagramme zu Grunde.

Die Diagramme aus den Abb. 5 — 10 beziehen sich auf die klassische Ausführung von elektromagnetischen Planscheiben und die Dia-

gramme in den Ab. 11 – 14 auf die verbesserte Variante einer elektromagnetischen Planscheibe, die im Rahmen des Lehrstuhls von Werkzeugmaschinen und Werkzeuge entwickelt wurde [7].

Im folgenden werden die wichtigsten Schlußfolgerungen vorgestellt, die sich aus Analyse dieser Diagramme ergeben.

Mit dem Anwachsen der elektrischen Stromstärke I findet auch ein Anwachsen der auf der Planscheibe entwickelten Aufspannkraft F statt. Jedoch ab einem bestimmten Wert von I wächst die Kraft F praktisch nicht mehr. Man stellt fest, daß bei der klassischen Planscheibenvariante dieser Wert ca. 0,8...0,9 A beträgt, jedoch bei der verbesserten Variante ca. 5...6 A.

Wir nehmen an, daß diese Tatsache auf die Erscheinung der Magnetischen Sättigung zurückzuführen ist, so daß die Kurve $F = F(I)$ als ähmlich der charakteristischen Kurve $I = I(H)$ der magnetischen Sättigung [5], [14], [16] angenommen werden kann (unter den entsprechenden Experimentierbedingungen), bei der I die Magnetisierungsenergie und H die magnetische Feldstärke darstellt, wobei beide als Maßeinheit A/m in internationales System haben.

Zwischen den Kräften F , die man bei verschiedenen untersuchten Materialien erhalten hat, existieren Unterschiede, die in sehr großen Grenzen variieren. Zum Beispiel für $I = 0,9$ A ist die der klassischen Planscheibe entwickelte Kraft bei Cl20-Stahl ca. 1,6 mal größer als die von derselben Planscheibe entwickelte Kraft F im Falle von OSCIO-Stahl (Abb. 5). Für denselben Wert von I wächst die Kraft F bei OL 42-Stahl um das ca. 3,7. fache gegenüber der entsprechenden Kraft bei Ni (Abb. 7). Dieses ist auf die Unterschiede der magnetischen Eigenschaften von einem Material zum anderen zurückzuführen [14], [16].

Mit dem Anwachsen des Durchmessers D bzw der Länge L und der Breite l der aktiven Oberfläche der Werkstückprobe, also der Kontaktfläche Probe-Planscheibe, wächst die Kraft F . Zum Beispiel, bei $I = 0,9$ A, wächst bei dem Werkstück aus CL 20-Stahl mit einer Höhe von $h = 16$ mm und einer Rauheit von $Ra = 0,3 \mu\text{m}$ bei Vergrößerung des Durchmessers D von 50 mm auf 100 mm die Kraft F um das ca. 3,5-fache (Abb. 9). Das läßt sich zurückführen auf die größere Anzahl der von dem Werkstück überdeckten Spulen, durch die der magnetische Flußgeschlossen wird der wiederum zum Anwachsen der von den Spulen entwickelten Kraft führt.

Beim Anwachsen der Höhe h des Probewerkstückes wächst auch die Kraft F . Zum Beispiel, bei $I = 0,9$ A, wächst die Kraft F bei einer Vergrößerung der Höhe h von 20 mm auf 25 mm um das ca. 1,4 fache (Abb. 10). Das ist einerseits auf die Verstärkung des magnetischen Flusses beim Anwachsen der Höhe des Probestückes durch die Verkleinerung der Anzahl der Luft geschlossenen Kraftlinien zurückzuführen und andererseits auf die Vergrößerung des Gewichts des Probewerkstückes [16].

Für dasselbe Material verkleinert sich in allgemeinen die Kraft F mit dem Anwachsen der Rauheit Ra der aktiven Oberfläche des Werkstückes. Zum Beispiel, bei 41 MoC 11-Stahl und einer Stromstärke $I = 0,9$ A, fällt die Kraft F um das ca. 1,2-fache, wenn die Rauheit Ra von $1,4 \mu\text{m}$ auf $1,7 \mu\text{m}$ ansteigt (Abb. 8). Dieses erklärt sich durch die Ver-

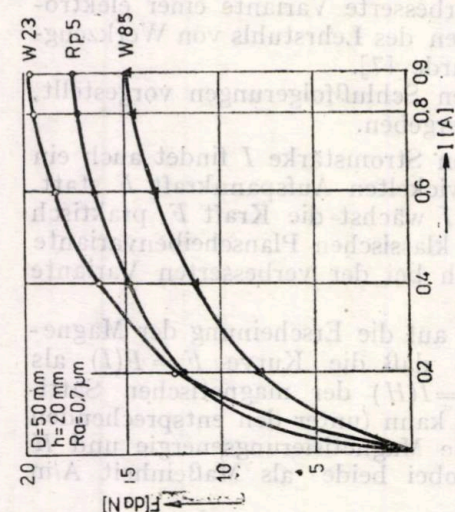


Abb. 5

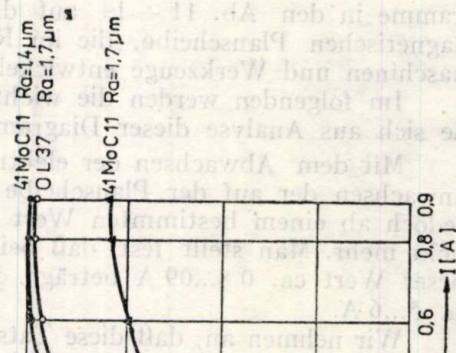


Abb. 6

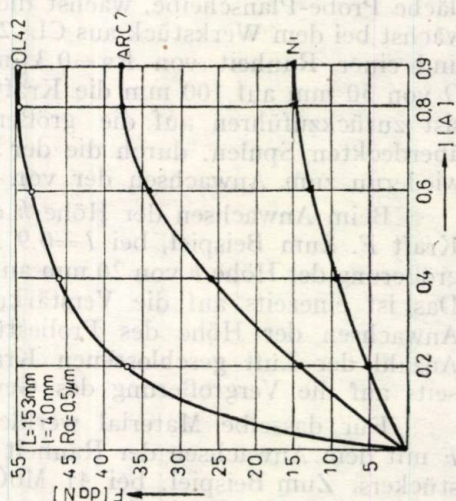
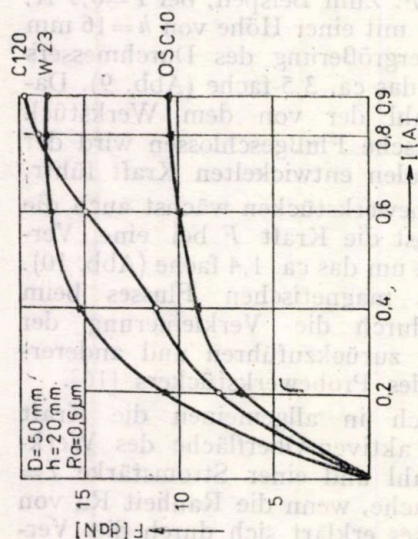


Abb. 7

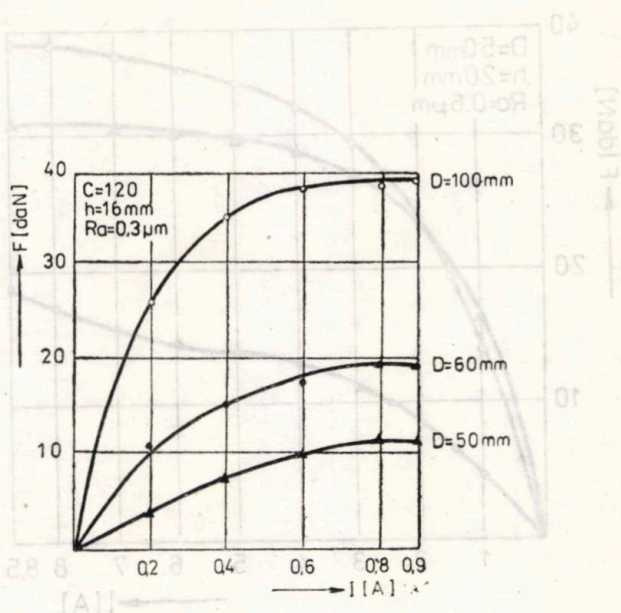


Abb. 9

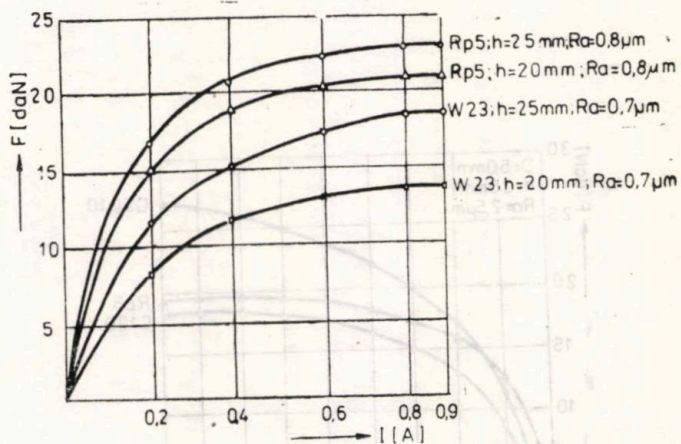


Abb. 10

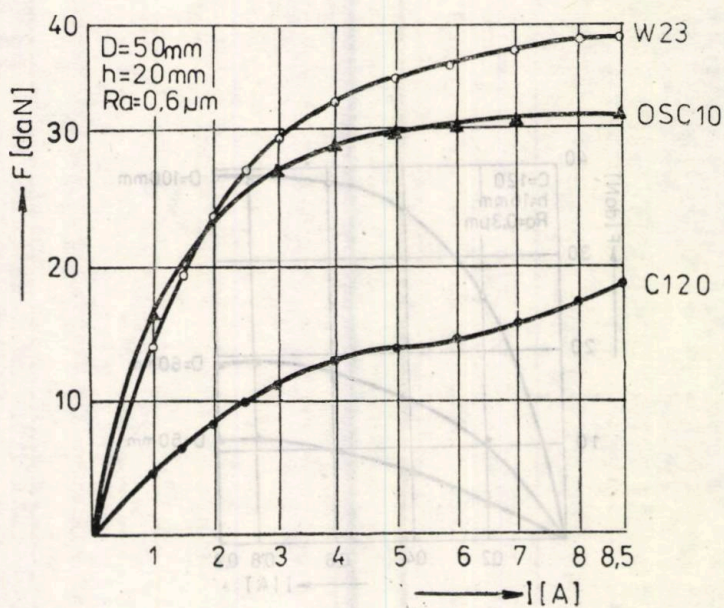


Abb. 11

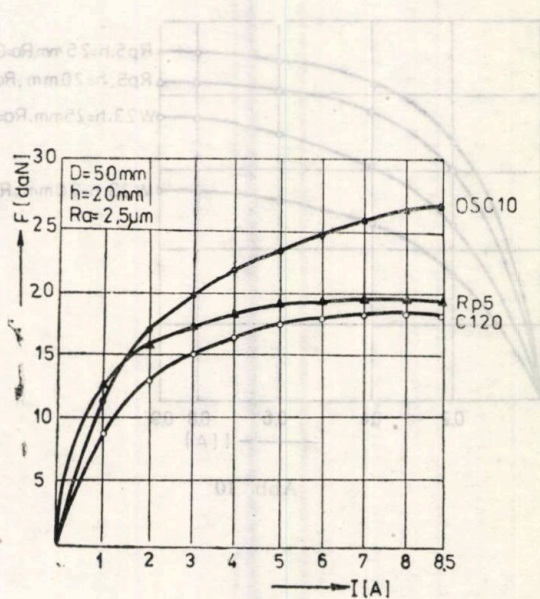


Abb. 12

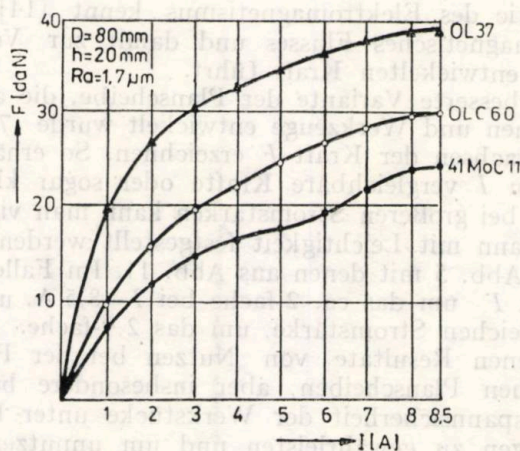


Abb. 13

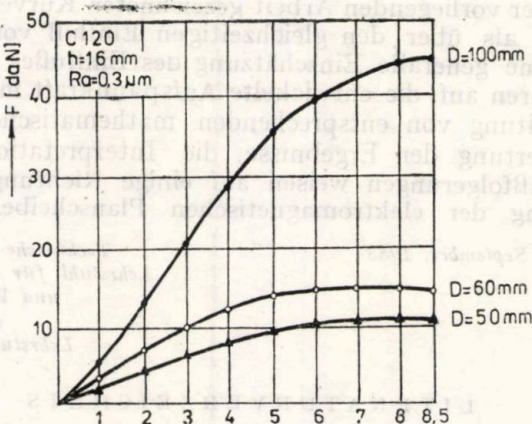


Abb. 14

größerung des Luftspaltes zwischen Planscheibe und Werkstück beim Anwachsen der Rauheit der aktiven Oberfläche dessen, was, so wie man es aus der Theorie des Elektromagnetismus kennt [14], [16], zur Verkleinerung des magnetischen Flusses und damit zur Verkleinerung der von den Spulen entwickelten Kraft führt.

Für die verbesserte Variante der Planscheibe, die am Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge entwickelt wurde [7], kann man ein bedeutendes Anwachsen der Kraft F erzeichnen. So erhält man bei kleinen Stromstärken I vergleichbare Kräfte oder sogar kleinere (Abb. 11, Abb. 14), jedoch bei größeren Stromstärken kann man viel größere Kräfte erhalten. Dieses kann mit Leichtigkeit festgestellt werden durch Vergleich der Kurven aus Abb. 5 mit denen aus Abb. 11. Im Falle von W.23-Stahl wächst die Kraft F um das ca. 2-fache bei $I=8,5$ A, und bei OSC 10-Stahl, bei der gleichen Stromstärke, um das 2,9-fache.

Die erhaltenen Resultate von Nutzen bei der Projektierung von elektromagnetischen Planscheiben, aber insbesondere beim Betrieb dieser um die Aufspannsicherheit der Werkstücke unter bestimmten gegebenen Bedingungen zu gewährleisten und um unnutzen Elektroenergieverbrauch zu vermeiden.

Dieses setzt einer die Notwendigkeit der Gewährleistung von verschiedenen Stromstärken durch die Bauweise der Planscheiben voraus und andererseits die Notwendigkeit, von seiten der Hersteller, charakteristische Kurven vorzugeben, die die Veränderung der Kraft F in Abhängigkeit vom Strom I für bestimmte Werte der anderen Einflußfaktoren wiedergeben oder, wenn die Planscheiben nicht die Möglichkeit einer Stromregelung besitzen, die Angabe der Werte für die Kraft F bei einer bestimmten Stromstärke I , mit der die Planscheibe arbeitet.

Aus den Schema in Abb. 1 folgt, daß die Weiterführung von systematischen Untersuchungen des Einflusses anderer Faktoren auf das Aufspannvermögen der elektromagnetischen Planscheiben notwendig ist sowie auch die Ausweitung der Forschungen auf andere Materialien und die vergrößerung des Variationsbereichs der Einflußfaktoren.

Da die in der vorliegenden Arbeit gezeichneten Kurven keine Informationen anbieten als über den gleichzeitigen Einfluß von zwei Faktoren, wodurch als keine generelle Einschätzung des Einflusses von so viel wie möglichen Faktoren auf die entwickelte Aufspannkraft möglich ist, drängt sich die Erarbeitung von entsprechenden mathematischen Modellen auf.

Die Auswertung der Ergebnisse, die Interpretation und die sich ergebenden Schlußfolgerungen weisen auf einige Richtungen hin, auf die Vervollkommenung der elektromagnetischen Planscheiben abzielen muß.

Eingegangen am 13. September, 1983

Technische Hochschule, Jassy,
Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen
und Werkzeuge
und
Lehrstuhl für Physik

LITERATURVERZEICHNIS

1. Ансеров М., *Приспособление для металлорежущих станков*. Машгиз, Москва, 1975, стр. 339—342.

2. Белоусов А. П., *Проектирование станочных приспособлений*. Высшая школа, Москва, 1980, стр. 122—127.
3. Блюмберг В. А. и с., *Прогрессивные конструкции станочных приспособлений*. Машиностроение, Ленинград, 1968, стр. 66—184.
4. Bolotin H. L., Kostromin F. P., *Bazele construcției dispozitivelor*. Ed. tehn., Buc., 1954, pp. 436—446.
5. Friș S. R., Timoreva A. V., *Curs de fizică generală*. Vol. 2, Ed. tehn., Buc., 1964.
6. Gherghel N., *Construcția și exploatarea dispozitivelor*. Vol. 2, Inst. polit., Iași, 1981, pp. 269—277.
7. Gherghel N., Turculeț E., *Platou electromagnetic*. Propunere de invenție, Dosar O.S.I.M.
8. Gojinețchi N., Rener Al., *Curs de proiectarea și construcția dispozitivelor*. Inst. polit. Iași, 1970, pp. 276—282.
9. Gojinețchi N., Gherghel N., Răileanu T. *Cercetări experimentale asupra capacității de strângere a prizmelor electromagnetice*. Bul. Inst. polit. Iași, XIX(XXIII), 3—4, s. IV, 117—123 (1973).
10. Gojinețchi N., *Îndrumar pentru lucrări de laborator la Construcția și exploatarea dispozitivelor*. Inst. polit. Iași, 1981, pp. 86—92.
11. Gojinețchi N., Gherghel N., *Proiectarea dispozitivelor*. Vol. I, Inst. polit. Iași, 1983, pp. 395—402.
12. Корсаков В. С., *Расчеты и конструирование приспособлений в машиностроении*. Машгиз, Москва, 1959, стр. 123—124.
13. Косов Н. П., *Станочные приспособления*. Машиностроения, Москва, 1968, стр. 45—50.
14. Necula Al., Cristea Gh., Simion S., *Electricitate și magnetism*. E.D.P., Buc., 1982.
15. Peter P., *Vorrichtungsbau*. Technik, Berlin, 1981, S. 69—70.
16. Purcel M., E. *Electricitate și magnetism*. E.D.P., Buc., 1982.
17. Sagyebo Fr., *Proiectarea și construcția dispozitivelor*. Inst. polit. Cluj, 1969, pp. 203—207.
18. Stănescu I., Tache V., *Dispozitive pentru mașini-unelte. Proiectare și construcție*. Ed. tehn., Buc., 1970, p. 439.
19. Tache Gh., Șelariu M. *Proiectarea dispozitivelor. Îndrumar de laborator*. Inst. polit. Timișoara, 1980, pp. 64—68, 105—106.
20. Tache V., Ungureanu I., Brăgaru A., Gojinețchi N., Marinescu I., Gherghel N., Șuteu V., Druțu S., *Construcția și exploatarea dispozitivelor*. E.D.P., Buc., 1982, 209—217.
21. Thiel H., *Vorrichtungen*. Carl Hauser, München, 1971, pp. 107—108.
22. Vasii-Roșculeț S., *Proiectarea dispozitivelor*. Univ. Brașov, 1979, pp. 300—304.
23. Vasii-Roșculeț S., Gojinețchi N., Andronic C., Șelariu M., Gherghel N., *Proiectarea dispozitivelor*. E.D.P., Buc., 1982, pp. 296—299.
24. * * * *Prospekte der Firmen „Eclipse“ und „Censor Patent“ - England und „Brailon“ - Frankreich.*

CERCETĂRI EXPERIMENTALE COMPARATIVE ASUPRA CAPACITĂȚII DE STRÎNGERE A PLATOURILOR ELECTROMAGNETICE

(Rezumat)

Pe baza analizei principalelor lucrări de specialitate, precum și a condițiilor concrete în care se aplică acționarea electromagnetică în construcția dispozitivelor de prindere, se prezintă un tablou sintetic al factorilor care influențează capacitatea (forța) de acționare (stringere) a dispozitivelor cu acționare electromagnetică.

Se prezintă, de asemenea, rezultatele cercetărilor experimentale privind influența următorilor factori: tipul platoului (mesei), intensitatea curentului, mărimea suprafeței de contact (de orientare—stringere) a piesei, înălțimea (grosimea) piesei, materialul piesei și rugozitatea suprafeței active a piesei, asupra capacității de stringere a platourilor (meselor) electromagnetice.

2. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
3. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
4. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
5. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
6. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
7. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
8. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
9. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
10. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
11. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
12. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
13. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
14. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
15. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
16. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
17. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
18. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
19. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
20. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
21. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
22. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
23. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.
24. Beyer A. H., *Werkstoffkunde* (material science), Berlin, 1980, pp. 122-127.

CERCETARI EXPERIMENTALE COMPARATIVE ASUPRA CAPACITĂȚII DE STRÎNGERE A PLATOANELOR ELECTROMAGNETICE

(Rezumat)

Pe baza analizei principalelor lucrări de specialitate, precum și a condițiilor concrete în care se aplică acțiunea electromagnetică în construcții din punct de vedere al performanței și al costurilor, s-a realizat o comparație între diferitele metode de strângere a plăcilor (strângere mecanică, strângere termică, strângere electrică) și s-a determinat influența acestor metode asupra capacității de strângere a plăcilor (măsurător electric).

ON THE DIMENSION PRECISION AND STABILITY DURING PROCESSING ON MACHINE TOOLS BY ACTIVE CONTROL SYSTEMS

BY

LIVIA ȚURA and M. ȚURA

Every technological process can be characterized by the processing precision of the parts and by its stability.

It is understood by the processing precision of the parts the technological system property to ensure an accordance between the spreading field of the values of quality index of processed parts with the given tolerance field and its position [2], [3].

By stability we can understand the process property of maintaining quality index of processed parts, or the process property of maintaining quality index of processed parts within given limits, for a long time [2].

The valuation of the technological process precision is achieved according to the elements precision with the calculus of the links between them or according to the precision of the processed parts.

Characteristic of precision is considered to be fully determined by the following elements [2]:

- i) the values of casual or systematic errors of the controlled parameters;
- ii) the spreading functions of causal and systematic errors;
- iii) the dependence between the controlled parameters processing errors.

Regarding the determination and stability of the metal working process, we study in this paper the technological system consisting of the grinding machine RU 350, equipped by active control system MICROLIMIT-E.

Within this component the active control system can accomplish the following functions:

- i) it verifies and measures the deviation of the dimensions from the dimensions at which the regulation was made;
- ii) it can optically signals by means of some different coloured lamps, the touching or exceeding of some prestablished dimensional limits;
- iii) it communicates signals to the machine-tool, according to the prestablished dimensional limits.

In order to determine the statistical index of precision and stability, there were external rectified 1 000 bolts. The bolt was made by OLC 45

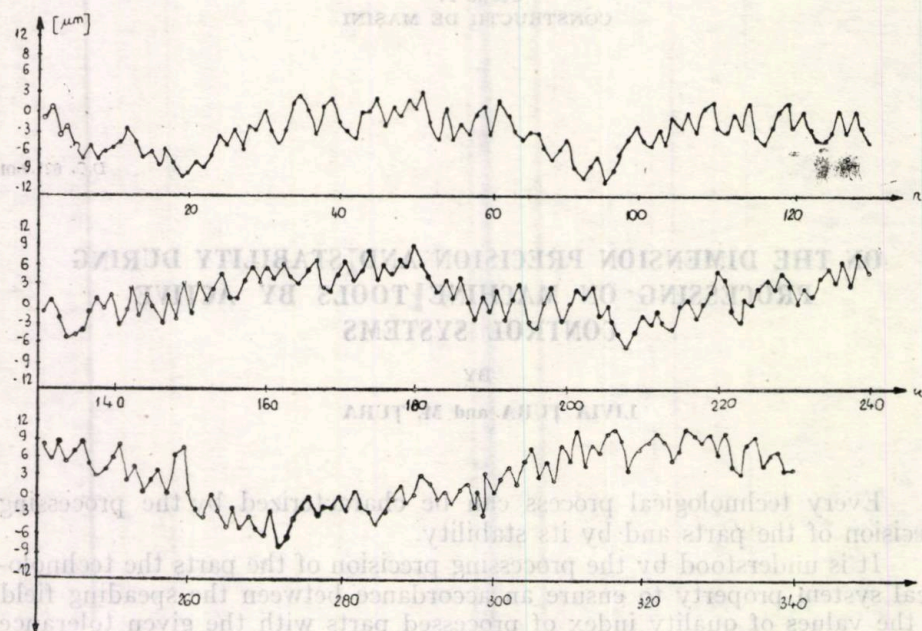


Fig. 1

recovered, of 40...45 HRC hardness; the tooling allowance 0.2 mm, the number of rotation of grinding wheel $n=3\,800$ rot/min., part circular feed $s_c=75$ rot/min, grinding wheel penetration feed $s_e=0.01$ mm.

Among the processed parts there were choosen at random 16 groups each of 20 parts, the groups being succesively taken in the period between two succesively corrections of the grinding wheel.

The parts have been positioned and measured according to their processing. The meanings (Fig. 1) have been achieved within the same section, by means of an ortotest with division value of 0.001 mm.

The extraction within the groups allows the determination of the influence of accidental factors upon the quality of the processed parts, and the selected groups permit a distinct study of the influence of accidental and systematical factors upon the quality of the processed parts in a period between two adjustments, without the calculations of the adjustment error.

By means of the accidental selection of 20 parts, performed in a period between two grinding wheel rectification, we have determined the following precision and stability index of the processing:

- i) regulation level index K_r , characterizing the regulation system precision, at the beginning, at once after the regulating operation;
- ii) displacement index of the spreading center K_d , which permits the relative value valuation of systematical errors of processing;
- iii) stability index between adjustments K_{st} , meaning variation implicit function of the spreading of dimensions within the period between adjustments.

Selecting many groups there can be determined: the spreading index K_i and the stability and spreading index K_{si} .

The first characterizes the degree of correspondence with the tolerance field of processing parts; the second — the variation in time of spreading index.

The accurate and stability index, calculated on the results that the selections are accidental sizes, and their faithfulness valuation methods [2], [3], are chosen depending on the spreading normal law of errors, the faithfulness of the adjustment level index and spreading index being established by determination of the trust range for mean value $\bar{x}$ and mean square deviations s .

The faithfulness of adjusting center displacement index, as suggested in [3], was estimated by medium comparison method and the faithfulness of stability index by the dispersion comparison method.

The dispersion comparison method permits to discover the presence of systematic errors, that lead to the medium comparison method — the presence of systematic errors leading to the displacement in time of the spreading center.

As resulted from specialized literature, the last method is usually used when the difference between the square mean deviation is unimportant, that is determined during the process of dispersion comparison, or when from the specific character of the technological process there can be presumed that they are equal.

The regulation level index is given by

$$(1) \quad K_r = \frac{x_r - \bar{x}_1}{IT},$$

where x_r — regulation value; $\bar{x}_1$ — mean value in the first extraction, immediately after regulation.

It results $K_r = 0.358$.

The displacement index of the spreading center

$$(2) \quad K_{ai} = \frac{\bar{x}_n - \bar{x}_1}{IT},$$

where $\bar{x}_n$ — mean value in the last extraction before a new regulation ($n=16$).

It results $K_{ai} = 0.533$.

The stability index between regulations

$$(3) \quad K_{sr} = \frac{s_n}{s_1},$$

where s_1 and s_n — square mean deviation in accordance to the first and the last extraction, with

$$(4) \quad s_n = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1},$$

where $\bar{x}$ — mean value for the total extraction.

It results $s_1=0.0025$ and $s_n=0.0024$ and therefore $K_{sr}=0.96$.

The spreading field ω , of the part diameter at total extraction, is

$$(5) \quad \omega = l s,$$

where l — coefficient that depends on the spreading normal law of error and on the considered faithfulness level.

For a normal spreading and a faithfulness level 0.9973, $l=6$ [3]; s — the mean square deviation for the total extraction.

It results $\bar{x}=25.0011$ mm, $s=0.0045$ and $\omega=0.0270$.

The spreading index K_t is determined by

$$(6) \quad K_t = \frac{\omega}{IT}.$$

It results $K_t=1.12$.

The faithfulness range for the mean value $\bar{x}$ of the controlled parameter, for the total extraction, is

$$(7) \quad I_{\bar{x}\beta} = (\bar{x} - \epsilon_\beta, \bar{x} + \epsilon_\beta),$$

where

$$(8) \quad \epsilon_\beta = \frac{t_\beta s}{N},$$

and t_β — helping size, determined on the tables [3] according to the faithfulness level and the number of degrees of freedom. For $\beta=0.9973$ and for number of degrees of freedom $k=N-1=319$, it results $\epsilon_\beta=0.0095$.

So, it results the following faithfulness range for the mean value

$$I_{\bar{x}\beta} = (24.9916, 25.0106).$$

The faithfulness range for the square mean deviation s , for the total extraction, is given by the relation

$$(9) \quad I_{s\beta} = \left(s \sqrt{\frac{N-1}{\chi_1}}, s \sqrt{\frac{N-1}{\chi_2}} \right),$$

where χ_1, χ_2 — the values of repartition function χ^2 , determined for the probabilities

$$P_1 = \frac{1-\beta}{2} \quad \text{and} \quad P_2 = 1 - \frac{1-\beta}{2}$$

and the number of degrees of freedom $k=N-1$. According to the tables [3] for $P_1=0.005$, $P_2=0.995$ it results $\chi_1=17$ and $\chi_2=0.263$. Therefore

$$I_{s\beta} = (0.0045, 0.293).$$

The faithfulness of stability index was calculated by magnitude calculus

$$(10) \quad F_e = \frac{s_{\max}^2}{s_{\min}^2},$$

where $s_{\max}$ and $s_{\min}$ — the maximal and respectively the minimal value of the unshifted dispersions.

It results $F_e = 2.222$.

From the tables [3], it results for F the value $F = 5.1$.

Therefore, with a probability of 0.95 it may be considered that the difference between the two dispersions is unessential.

For the valuation of the displacement index of the spreading center we calculate

$$(11) \quad t = \frac{\bar{x}_k - \bar{x}_l}{\sqrt{m(s_k^2 - s_l^2)}} \sqrt{m(m-1)},$$

where $\bar{x}_k$, $\bar{x}_l$ — the mean values of the controlled parameter within extractions k and l ; s_k , s_l — square mean deviation in the same extractions; m — number of the extracted groups.

Performing the calculations it results $t = 2.904$. From the tables [3], for $t = 2.904$ gives as nearest smallest value $t = 2.576$.

Therefore, it results, that with a certainty of the conclusions of 0.99, the difference between the respective media is insignificant.

From the value of the precision index, as calculated above, we can notice that:

i) in the next period after the regulation of the apparatus, the regulation level remains constant;

ii) for the total extraction of 320, the regulating centre deviates insignificantly, which shows a relative small value of the systematical error of processing;

iii) between two regulations, the spreading of the dimensions modifies as a linear function of time;

iv) the spreading field integrates itself in the tolerance field at the dimensions of the processed part.

For stabilizing the error of the processed parts, it was presumed that the size error in the transversal and longitudinal section can be neglected, the size precision being technologically assured.

Received July 9, 1983

Polytechnic Institute, Jassy,
Department of Machine - Tools

REFERENCES

1. Bruja L., Zetu D., *Cercetări teoretice privind creșterea preciziei de prelucrare pe mașinile prevăzute cu sistem de control activ*. Lucr. ses. științifice „Tehnologii noi în construcția de mașini”, Galați, 1977.
2. Набережных А. И., *Точность круглошлифованных станков с приборами активного контроля*. Станки и инструмент, 9 (1968).
3. Rumșiski L. Z., *Prelucrarea matematică a datelor experimentale*. Ed. tehn., Buc., 1974.

ASUPRA PRECIZIEI ȘI STABILITĂȚII DIMENSIUNILOR LA PRELUCRAREA PE MAȘINI-UNELTE CU SISTEM DE CONTROL ACTIV

(Rezumat)

Pornind de la faptul că un proces tehnologic poate fi caracterizat prin precizia dimensiunilor pieselor prelucrate și prin stabilitatea lor în timp, se dau mai întâi principalii indici statistici care caracterizează precizia și stabilitatea dimensiunilor pieselor prelucrate pe mașini-unelte, iar apoi se prezintă valorile și modul de determinare a acestor indici, pentru cazul rectificării suprafețelor cilindrice exterioare cu sistem de control activ cu traductor inductiv.

$$\lambda = \frac{\sqrt{\frac{1}{w} \sum_{i=1}^w (\bar{x}_i - \bar{x})^2}}{\sqrt{m(w-1)}} \quad (11)$$

where $\bar{x}_i$ — the mean values of the controlled parameter within extractions i and $\bar{x}$ — square mean deviation in the same extractions; w — number of the extracted groups.

Performing the calculations it results $\lambda = 2.904$. From the tables [3] for $\lambda = 2.904$ gives as nearest smallest value $\gamma = 2.576$.

Therefore, it results that with a certainty of the confusions of 0.99 the difference between the respective media is insignificant.

From the value of the precision index, as calculated above, we can notice that:

i) in the next period after the regulation of the apparatus, the regulation level remains constant;

ii) for the total extraction of 320, the regulating centre deviates insignificantly which shows a relative small value of the systematic error of processing;

iii) between two regulations, the spreading of the dimensions modifies as a linear function of time;

iv) the spreading field integrates itself in the tolerance field at the dimensions of the processed part.

For stabilizing the error of the processed parts, it was presumed that the size error in the transversal and longitudinal section can be neglected, the size precision being technologically assured.

REFERENCES

1. H. J. A. J. N. and J. C. C. (1973) in: "The Control of the Precision of the Dimensions of the Parts of the Machine Tools", Ed. by J. C. C. and J. H. J. A. J. N., published by the Institute of Technology, Bucharest, 1973.
2. H. J. A. J. N. and J. C. C. (1973) in: "The Control of the Precision of the Dimensions of the Parts of the Machine Tools", Ed. by J. C. C. and J. H. J. A. J. N., published by the Institute of Technology, Bucharest, 1973.
3. H. J. A. J. N. and J. C. C. (1973) in: "The Control of the Precision of the Dimensions of the Parts of the Machine Tools", Ed. by J. C. C. and J. H. J. A. J. N., published by the Institute of Technology, Bucharest, 1973.

Politehnica Iași, Iași
Department of Machine Tools

Received April 2, 1973

AN HEURISTIC MODEL FOR CHARGE BALANCING OF TECHNOLOGICAL LINES

BY

OCTAV BRUDARU and COSTACHE RUSU

1. Introduction. The advantage of progressive assembly has been obvious to apparel industry. The problem approached in this paper is to assign tasks of a given model of a product such that the total idle time is minimized. An essential feature of an assembly line is the movement of the work-piece from one operator to the next. The tasks that must be accomplished to complete the product are distributed among the operators so that a given worker performs the same thing to every workpiece that passes him. The work piece spends a certain time, called cycle time, at each work station. Thus, balancing an assembly line consists of dividing the set of tasks among operators along the line. To do this, suppose that certain technological information are given :

(a) For each task i its performance time, $t(i)$.

(b) Precedence relations, which restrict the order in which the tasks can be executed. These relations are given as a directed graph.

2. Deterministic Execution Times. The assembly line balancing problem, with the assumption of a given cycle time and deterministic execution times can be stated in the following form. Being the 4-tuple $AL = (X, G, t, C)$, where $X = \{1, 2, \dots, n\}$, $G = (X, U)$ is a digraph without circuits, t is a positive real function on X , and C a given real number such that $C \geq t(i)$ for each $i \in X$; if $\mathcal{S}$ is the set of all partitions $S = \{Q_1, \dots, Q_m\}$ of X , satisfying

$$(1) \quad T(Q_j) = \sum_{i \in Q_j} t(i) \leq C, \quad (1 \leq j \leq m)$$

and

$$(2) \quad \text{if } (x, y) \in U, \quad x \in Q_r, \quad \text{and } y \in Q_s \quad \text{then } r \leq s,$$

then find a member S^* of $\mathcal{S}$ such that

$$(3) \quad |S^*| = \min_{S \in \mathcal{S}} |S|.$$

A member S of $\mathcal{S}$ will be called a solution to the problem and S^* which satisfies (3) is an optimal solution. Let us remark that, usually, the elements of X are called tasks, $t(i)$ is the execution time of task i , C is the cycle time and $(i, j) \in U$ if and only if the task i must be entirely accomplished

before the beginning of task j . Also, if $\{Q_1, \dots, Q_m\} \in \mathcal{S}$, the subset Q_j is called work station and $C - T(Q_j)$ represents the idle time of Q_j , ($1 \leq j \leq m$), while

$$(4) \quad IT = \sum_{j=1}^m (C - T(Q_j)) = mC - \sum_{i=1}^n t(i),$$

is the total idle time. Let us notice that if G does not contain circuits and $C \geq t(i)$, for each $i \in X$ then $\mathcal{S} \neq \emptyset$.

In very special cases (for example G contains a hamiltonian path) the optimal solution can be found by using a computation time bounded by a polynomial in $|X|$. Unfortunately, for a general kind of G , polynomial time algorithms are not available. However, the special case mentioned above suggest a certain decomposition of $\mathcal{S}$. In order to specify such a decomposition, let us present some results.

Definition. The permutation $p = (x_1, \dots, x_n)$ of X is called admissible if and only if $(x_r, x_s) \in U$ implies $r < s$.

Let us denote by X_G the set of all admissible permutations of X . Obviously, if G does not contain circuits then $X_G \neq \emptyset$. If $p = (x_1, \dots, x_n) \in X_G$ then let $\mathcal{S}_p$ be the set of solutions associated to the 4-uple $AL_p = (X, G_p, t, C)$, where $G_p(X, U_p)$ with $U_p = \{x_j, x_{j+1} | j = 1, \dots, n-1\}$.

Proposition 1. In the above assumptions

$$(5) \quad \mathcal{S} = \bigcup_{p \in X_G} \mathcal{S}_p.$$

As an immediate consequence we have the following

Corollary.

$$(6) \quad \min_{S \in \mathcal{S}} |S| = \min_{p \in X_G} \mu(p),$$

where

$$(7) \quad \mu(p) = \min\{|S| | S \in \mathcal{S}_p\}.$$

These results suggest an immediate greedy approach [2], in order to obtain a suboptimal solution using a reasonable computation time. Such a greedy approach suggest that a solution can be obtained in stages, considering one work station at a time. The choosing of tasks will be accomplished by extracting the tasks from a list in which they are ordered in accordance with some criteria. Different criteria to sort such a list are discussed in [4]. Each of these criteria does not reflect the dependence on the cycle time C . The „weighted deviations“ ascertain this dependence. Further on, we shall adopt the following adnotations: $\pi(x) = \{y | y \in X, (y, x) \in U\}$, $\sigma(x) = \{y | y \in X, (x, y) \in U\}$, $x \in X$ and $k^* = \max\{k^-, k^+\}$, where $k^- = \max\{|\pi(x)| | x \in X\}$ and $k^+ = \max\{|\sigma(x)| | x \in X\}$.

The proposed algorithm involves the following steps:

Step 1. Take $X' = \emptyset$ and go to step 2.

Step 2. If $X' = X$ then go to step 5 else go to next step.

Step 3. Determine the set $A = \{x | x \in X - X', \sigma(x) \subseteq X'\}$ and go to step 4.

Step 4. For each $x \in A$ do : if $\sigma(x) = \emptyset$ then $w(x) := t(x)$ else

$$w(x) := t(x) + \sum_{j \in \sigma(x)} w(j),$$

$X' := X' \cup \{x\}$, and go to step 2.

Step 5. For each $x \in X$ compute $d(x) := (C - t(x))/w(x)$ and go to next step.

Step 6. Determine a permutation $p = (x_1, \dots, x_n)$ of X such that $d(x_i) \leq d(x_{i+1})$, $i = 1, 2, \dots, n-1$ and go to next step.

Step 7. Take $j := 0$, $m := 1$, $Q_m := \emptyset$ and go to step 8.

Step 8. If $j = n$ then stop else go to next step.

Step 9. Determine the set B of those subscripts i for which x_i satisfies

$$(a) \quad x_i \in X - (Q_1 \cup \dots \cup Q_m),$$

$$(b) \quad \pi(x_i) \subseteq Q_1 \cup \dots \cup Q_m,$$

$$(c) \quad T(Q_m \cup \{x_i\}) \leq C,$$

and go to step 10.

Step 10. If $B \neq \emptyset$ then $i^* := \min\{i/i \in B\}$, $Q_m := Q_m \cup \{x_{i^*}\}$, $j := j + 1$ and go to step 8, else $m := m + 1$, $Q_m := \emptyset$ and go to step 9.

Proposition 2. If G does not contain circuits and $C \geq t(i)$, for each $i \in X$ then the following statements are true:

(i) The algorithm terminates and $\{Q_1, \dots, Q_m\} \in \mathcal{S}$;

(ii) If G contains a hamiltonian path then the obtained solution is optimal.

(iii) The required amount of time is of $O(k^*n^3)$.

Remark. Let us observe that the order of tasks assignement is $x_1, \dots, x_n$ then $(x_1, \dots, x_n) \in X_G$ and this permutation gives the technological flow along the assembly line.

3. Stochastic Execution Times. A more realistic variant of the above presented problem concerns the case when $t(i)$, $i = 1, \dots, n$ are random variables. In this case the problem must be reformulated. A natural formulation could be the following [3]. Being the 5-tuple $AL_R = (X, G, t, C, q)$, where X, G, C have the same meaning, $t = \{t_i\}_{i \in X}$ is a family of random variables and $q \in (0, 1)$ so that

$$(8) \quad P(0 < t_i \leq C) \leq q,$$

for $i = 1, 2, \dots, n$; if $\mathcal{S}_R$ is the set of those partitions, $S = \{Q_1, \dots, Q_m\}$, of X which satisfy (2) and

$$(9) \quad P(0 < T(Q_j) \leq C) \leq q,$$

for $j = 1, 2, \dots, m$, where

$$(10) \quad T(Q_j) = \sum_{i \in Q_j} t_i \quad (1 \leq j \leq m),$$

then find a member S^* of $\mathcal{S}_R$ such that it minimizes the average of random variable which represents the total idle time, namely

$$(11) \quad IT(S) = \sum_{j=1}^m (C - T(Q_j)).$$

Obviously, from the above assumptions it results that $\mathcal{S}_R \neq \emptyset$.

The practical situations lead to consider the case when $\{t_i\}_{i \in X}$ is a family of random variables which are independently and normally distributed, i.e. $t_i \in N(a_i, v_i)$, where a_i is the mean of t_i and v_i the mean of $(t_i - a_i)^2$, $i = 1, 2, \dots, n$. In this case, if $Q \subseteq X$ then $T(Q) \in N(a(Q), v(Q))$, where

$$(12) \quad a(Q) = \sum_{i \in Q} a_i$$

and

$$(13) \quad v^2(Q) = \sum_{i \in Q} v_i^2.$$

Therefore, if $S = \{Q_1, \dots, Q_m\} \in \mathcal{S}_R$, the mean of $IT(S)$ is

$$(14) \quad \overline{IT}(S) = mC - \sum_{i=1}^n a_i.$$

Thus, (14) is minimized if and only if the number m of work stations is minimized. In this case, the probabilities which appear in (9) can be easily computed [1]. In [3] is presented a method to find optimal solutions of this problem. Unfortunately, the dynamic programming approach used here, requires a large computational time. An heuristic method able to offer a suboptimal solution with a reasonable ammount of time, is preferable from a practical viewpoint. So, it is possible to use the same algorithm, taking a_i instead of $t(i)$ for each $i \in X$ and replacing condition (c) contained in step 9, to (c') $P(0 < T(Q_m \cup \{x_i\}) \leq C) \geq q$. Also, the numbers $d(x)$ from step 5 may be redefined as it follows:

$$(15) \quad d(x) := (C - a_x) v_x / w(x),$$

for each $x \in X$.

4. Final Remarks. The algorithm above presented was converted into a program written in COBOL and tested with very good results concerning both the running time and the quality of the obtained solutions. For example, in the case of deterministic execution times, it was considered the problem for which $X = \{1, 2, \dots, 56\}$ and the set of arcs is $U = \{(i, i+1) | i \in \{1, \dots, 5, 7, \dots, 11, 14, \dots, 17, 19, \dots, 22, 33, \dots, 55\}\} \cup \{(1,7), (1,13), (1,14), (1,19), (1,24), (1,26), (1,28), (1,33), (6,34), (12,34), (13,34), (18,31), (23,34), (24,25), (25,31), (26,27), (27,31), (28,29), (29,30), (30,32), (31,32), (32,34)\}$. The time vector is $t = (37.29, 84.89, 59.27, 19.31, 30.11, 47.15, 49.39, 11.15, 28.79, 11.15, 47.15, 95.27, 93.00, 95.27, 44.51, 23.27, 36.00, 83.15, 99.79, 23.27, 36.00, 44.51, 84.47, 29.15, 29.15, 23.27, 23.27, 11.15, 34.07, 21.29, 62.87, 136.79, 88.07, 37.31, 99.79, 100.79, 99.79, 115.19, 115.19, 131.27, 72.00, 23.27, 23.27, 119.15, 32.39, 32.39, 72.00, 23.27, 23.27, 79.55, 25.19, 25.19, 99.79, 95.27, 23.27, 14.39)$. All times are given in seconds.

For $C = 330.00$ seconds the following solution was obtained: $Q_1 = \{1, 14, 2, 13, 28\}$, $Q_2 = \{19, 33, 3, 15, 24\}$, $Q_3 = \{25, 7, 16, 17, 18, 20, 21, 22\}$, $Q_4 = \{23, 29, 30, 4, 5, 6, 26, 27, 8, 9\}$, $Q_5 = \{31, 32, 10, 11\}$, $Q_6 = \{12, 34, 35\}$, $Q_7 = \{36, 37, 38\}$, $Q_8 = \{39, 40, 41\}$, $Q_9 = \{42, 43, 44, 45, 46, 47, 48\}$, $Q_{10} = \{49, 50, 51, 52, 53\}$, $Q_{11} = \{54, 55, 56\}$.

For $C = 785.00$ seconds the obtained solutions is: $Q_1 = \{1, 2, 14, 13, 33, 19, 3, 15, 7, 16, 17, 20, 21, 28\}$, $Q_2 = \{18, 22, 23, 24, 25, 29, 30, 4, 5, 6, 26, 27, 31, 32, 8, 9, 10, 11\}$, $Q_3 = \{12, 34, 35, 36, 37, 38, 39\}$, $Q_4 = \{40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53\}$, $Q_5 = \{54, 55, 56\}$.

The program has offered these solutions in about 50 seconds on IRIS-50 computer.

Received June 9, 1980

Polytechnic Institute, Jassy,
The Computing Centre

REFERENCES

1. Ciucu G., Craiu V., Ștefănescu A., *Statistică matematică și cercetări operaționale*. Vol. 1, Ed. did. și ped., Buc., 1978.
2. Horowitz E., Sahni S., *Algorithms: Design and Analysis*. Computer Science Press, Inc., 1977.
3. Kao E.P.C., *A Preference Order Dynamic Program for Stochastic Assembly Line Balancing*. Management Science, 22, 10 (1976).
4. Tonge F. M., *Assembly Line Balancing using Probabilistic Combinations of Heuristics*. Management Science, 11, 7 (1965).

MODEL EURISTIC DE ECHILIBRARE A ÎNCĂRCĂRII LINIILOR TEHNOLOGICE

(Rezumat)

Se prezintă o metodă euristică de tip „greedy” pentru echilibrarea unei linii de asamblare cu ritm constant, pentru timpi de execuție a fazelor determinați sau stocastici. Sînt discutate anumite proprietăți ale mulțimii soluțiilor problemei și caracteristicile algoritmului.

Performanțele unui program pentru algoritmul propus sînt subliniate prin două exemple numerice corespunzînd unor procese de asamblare cu un număr mare de faze.

LE PERFECTIONNEMENT DE L'ORGANISATION DE LA PRODUCTION DANS UNE SECTION DE MONTAGE D'OUTILLAGES À FABRICATION UNIQUE ET EN PETITE SÉRIE¹⁾

PAR

MONICA VOICU, LUMINIȚA LUPU et EUGEN POPA

Le travail se propose de déterminer et de calculer l'utilisation optimale de la surface d'une section de montage d'outillages, dans une entreprise de construction de machines.

Dans cette section on exécute des outillages uniques et en petite série. L'activité de planification de la production est articulée à base de délais de livraison des outillages contractés.

La production de la section a un caractère complexe du point de vue constructif et technologique. En raison de la spécificité de la technologie de montage, les processus diffèrent d'un outillage à l'autre. La caractéristique principale de ceux-ci c'est qu'ils sont manuels, mécaniques, discontinus et leur durée est variable en fonction des travaux à effectuer. Les lieux de travail ne sont pas stationnaires, leur emplacement étant déterminé par le gabarit de l'outillage à monter.

Afin de déterminer et de calculer l'utilisation optimale de la surface d'une section de montage d'outillages, nous considérons comme nécessaires les éléments suivants : a) la surface de production existante dans la section, m^2 ; b) la surface nécessaire pour le montage d'un outillage, m^2 ; c) la durée d'exécution du travail de montage d'un outillage, exprimée en jours ; d) la liste des outillages planifiés pour le montage, pour une certaine période de temps ; e) la valeur planifiée de la production annuelle.

À partir de ces éléments on établit un diagramme ayant en abscisse le temps et en ordonnée la surface utile de montage de la section. À l'aide de ce diagramme on peut analyser l'utilisation de la surface considérée en m^2 jours. En plaçant les outillages sur la surface en plusieurs variantes (fig. 1, 2, 3), on obtient divers degrés d'utilisation de la surface de montage.

Ces variantes permettent de constater :

1) si les outillages placés sur le diagramme peuvent être inclus dans le plan de l'entreprise pour la période considérée (année, semestre, trimestre) ;

¹⁾ Présenté dans le cadre de la session scientifique „Utilisation optimale des ressources matérielles et humaines au niveau microéconomique”, Faculté d'Études Économiques, Jassy, 29—30 octobre, 1982.

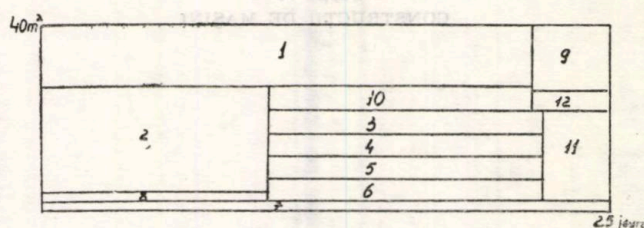


Fig. 1

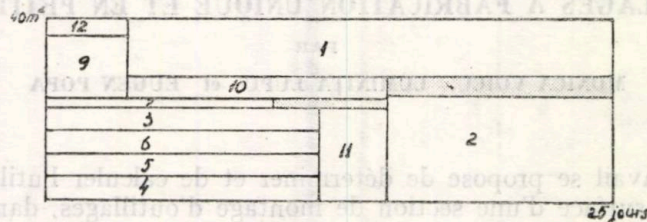


Fig. 2

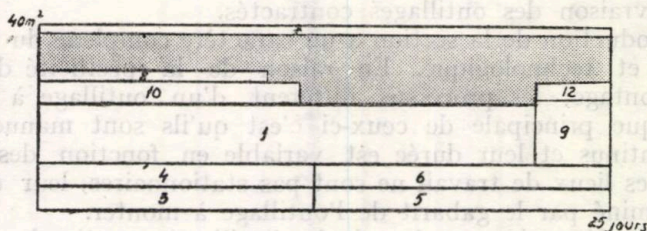


Fig. 3

2) si le nombre d'hommes-jours qui doivent exécuter les travaux de montage aux outillages emplacements sur le diagramme correspond au nombre d'hommes-jours planifié pour la période respective, tenant compte de la nécessité d'occuper le personnel durant cette période ;

3) s'il y a la possibilité de monter les outillages identiques en groupes dans le temps et par surface, ce qui se répercute positivement sur la productivité du travail.

Pour appliquer cette méthode dans la section analysée nous avons pris comme point de départ le plan semestriel de production.

En partant de la surface occupée par les outillages qu'il fallait monter, nous avons calculé la surface totale nécessaire pour monter les outillages considérés tenant compte de plusieurs facteurs de correction [1]. Les durées d'exécution des travaux de montage et la valeur planifiée de la production annuelle ont été extraites de l'évidence de la section.

Nous avons centralisé les données nécessaires pour le calcul dans le Tableau 1. À partir de ces données nous avons élaboré plusieurs varian-

Tableau 1

Nr.	Appellation de l'outillage	Nombre de pièces	Durée de montage jours/outillage	Durée de montage total jours	Surface corrigée m ²	Correction fonction du nombre d'ouvriers	Surface utile m ²	Masse kg	Charge par outillage m ² jours	Total m ² jours
1	Rotor	6	27,8	166,8	4,53	0,9	5,43	3 100	145,4	872,5
2	Séparateur	1	7,9	7,9	4,53	0,9	5,43	5 800	45,0	45,0
3	Partie fixe	2	4,6	9,2	1,27	0,2	1,47	1 669	68	13,6 etc.

tes d'utilisation de la surface de montage. Pour établir les variantes on n'a pas pris en considération des facteurs comme : difficultés d'approvisionnement en sous-ensembles, pièces, matériaux etc ; délai d'exécution des outillages réclamés par le bénéficiaire ; nécessité d'exécution de certaines commandes supplémentaires à la planification.

L'une de ces variantes a conduit à un degré d'utilisation de la surface de 87%, assurant le montage de tous les outillages planifiés. Dans la situation existante, les outillages considérés occupaient toute la surface de la section et la dépassaient même, certaines outillages devant être montés en plein air. Les critères qui ont résulté de la construction de ce diagramme sont les suivants :

- la mise en oeuvre des outillages ayant la durée du cycle de montage de 75 jours, au début du trimestre ;
- la mise en oeuvre, au début du trimestre, des outillages à grande durée d'assemblage, mais inférieure à 75 jours et qui nécessitent une grande surface de montage ;
- la mise en oeuvre à la longue des outillages en groupes de 10, 3, 6 pièces chacun ;
- la mise en oeuvre des outillages qui réclament une courte durée de montage et une petite surface dans la dernière période du trimestre dans les espaces restés libres.

De toutes les variantes étudiées, il résulte que pour une meilleure utilisation d'une surface de montage outillages, il faut tenir compte des éléments suivants, à savoir :

- le calcul exact de la surface nécessaire au montage d'un outillage ;
- la détermination précise de la durée du cycle de montage ;
- la détermination précise de la charge en m² jours pour chaque outillage pris à part et pour le total des outillages ;
- le montage des outillages identiques en même temps, tenant compte des possibilités d'augmentation de la productivité du travail ;
- la programmation pour le montage au début de la période des outillages ayant la plus grande durée d'exécution et nécessitant la plus grande surface de montage ;

f) la programmation des outillages à surfaces moyennes de montage et à petites durées de montage dans la dernière partie de la période de production;

g) l'emplacement sur le diagramme des outillages à petites surfaces d'exécution dans les espaces restés libres.

En appliquant cette méthode, outre l'utilisation optimale de la surface de montage, l'entreprise a la possibilité d'organiser la production dans la section de montage d'outillages, non pas à base de délais fixés par les bénéficiaires, mais à base d'une organisation très rationnelle de la production dans cette section.

La méthode permet également de corréler l'utilisation de la surface en m^2 jours avec la valeur de la production et le nombre d'hommes jours dès la phase de programmation, ce qui permet de connaître à tout moment la réalisation du plan et d'établir les mesures pour le dépasser.

Par cette méthode on peut aussi programmer l'approvisionnement rythmique avec des pièces et sous-ensembles.

À la suite de la programmation dans le temps on peut fixer les délais de livraison aux bénéficiaires et on peut étudier le problème de la mise en oeuvre des commandes urgentes et imprévues pour qu'elles ne mènent pas à une perturbation du processus de production.

Requ le 24 Mars, 1983

Institut Polytechnique, Jassy,
Chaire d'Organisation de la Production

BIBLIOGRAPHIE

1. Călinescu V., *Progrese în lucrările de montaj în industria constructoare de mașini*. IND Buc., 1978.
2. Florea Gh., Iliescu D., *Montarea utilajelor tehnologice industriale*. Ed. tehn., Buc., 1964.

PERFECTIONAREA ORGANIZĂRII PRODUCȚIEI ÎNTR-O SECȚIE DE MONTAJ UTILAJE CU PRODUCȚIE UNICALĂ ȘI DE SERIE MICĂ

(Rezumat)

Se studiază determinarea și calculul utilizării optime a suprafeței unei secții de montaj utilaje cu producție unicală și de serie mică.

În cadrul metodei s-au elaborat mai multe variante teoretice obținându-se diferite grade de utilizare a suprafeței de montaj. Metoda s-a aplicat în cadrul unei secții de montaj utilaje elaborându-se mai multe variante practice de utilizare a suprafeței de montaj.

Prin aplicarea metodei se utilizează optim suprafața de montaj și există posibilitatea ca întreprinderea să organizeze producția în secția de montaj utilaje nu pe baza termenelor fixate de beneficiari, ci pe baza unei foarte raționale organizări a producției în această secție.

CONTRIBUTION ON THE USAGE OF G 92 FUNCTION FOR PROGRAMMING NUMERICALLY CONTROLLED MACHINE TOOLS

BY

D. ZETU and GH. UNGUREANU

1. Introduction. As a result of the important progresses of microelectronics, the NC equipments of the latest generations have become more and more complex, having a large range of possibilities for programming.

Thus, the rapid and flexible control for complex operations such as circular and linear interpolation, three dimensional surfaces machining control, programmed change of the coordinate axes system, as well as logical calculations and decisions can be ensured. One of these operations is the G 92 function — Programmed translation of the coordinate axes system origin—which is very important because it ensures a great manoeuvrability and continuity in programming.

This paper, synthetically, presents the results of our own researches and experiments in programming, concerning some theoretical aspects of G 92 function usage with a view to the best possible programmes.

2. General Significance of G 92 Function. According to ISO R-1059 Standard, the G 92 function automatically establishes the „Coordinate system setting“, even if some other authors call this function „Presets position register“, too. This is a nonmodal function, acting only in the block which contains it, i.e., a suitable function for its cancellation is no more necessary. G 92 is also an „unforced“ function, which means it is not automatically active when the equipment is turned on (initial state function).

Formally, this function programmed in a data block achieves the cancellation of the information from the position register and the setting in of new values programmed in the same block; meanwhile, there is no real movement of the machine tool and the new coordinates appear on the display as real position coordinates. So, that is why the other name of G 92 function — presets position register — is justified.

(PROGRAMMING OF G 92 FUNCTION. Ex. 1)

.....LF

N100 G92 X200000 Y200000 Z-100000 LF

.....LF

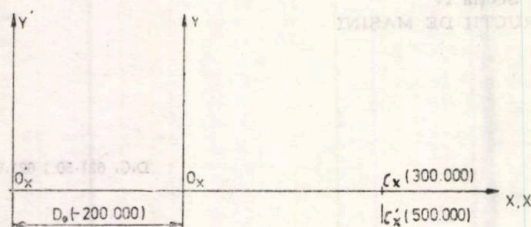


Fig. 1

In fact, this function achieves a translation of the coordinate axes system origin, operation which is very important because it eliminates manual interventions in the program to determine and introduce the new coordinates (Fig. 1).

C_x is the value contained in the X axis position register, before $G 92$ is programmed and

C_x is the new coordinate imposed by this function.

Of course, the amount of the origin translation of the new coordinate axes system becomes

$$(1) \quad D_0 = C_a - C_p,$$

with C_a — the coordinate displayed in comparison with the previous system (XY); C_p — the coordinate programmed in the same block with $G 92$ ($X'Y'$).

However, in programming practice, sometimes when we call in $G 92$ either radius or length tool compensation or the mirror image becomes active. Consequently, we can generalize relation (1) so as the value of the origin translation on any axis becomes

$$(2) \quad D_0 = C_a - (\pm C_p) \pm (C_R + C_L)$$

or, if the coordinate value C_{pa} programmed before using $G 92$, we obtain

$$(3) \quad D_0 = \pm C_{pa} - (\pm C_p) \pm (C_R + C_L),$$

with C_R — the component of the radius tool compensation vector on the considered axis direction which varies on the trajectory; C_L — tool length compensation or the mass-workpiece distance compensation.

For every element of the relations (2), (3) we can consider either (—) sign (when we have the mirror image) or (+) (when mirror image is not used). Also, for the correct establishing of the algebraic sign of the tool compensation variables, suitable sign tables are used by taking into account the compensation mode ($G 41$, $G 42$ and $G 43$, $G 44$ respectively).

But, because not all equipments allow the usage of $G 92$ function in the above general conditions, by individualizing we obtain:

$$(4) \quad D_0 = C_a - (\pm C_p),$$

$$(4') \quad D_0 = \pm C_{pa} - (\pm C_p),$$

where D_0 is the translation of coordinate system axes origin accomplished without tool compensation.

It is very important to notice that the programmed origin translation (2) depends on the real position of the movable element (C_a), which is obviously influenced by the positioning errors; these errors, algebraically cumulated in case of repeated callings in of $G 92$ function negatively influence the machining accuracy. That is why some equipments have either special functions of reference to the machine tool coordinate system ($G 53$),

which eliminate the positioning error cumulation or special functions for the machine tool zero checking ($G\ 27 = \text{Zero Return Check}$), which can check both tool compensation and mirror image. In this case, to calculate the origin translation, relations (4) are valid.

The modern NC equipments can have, beside $G\ 92$, a more flexible variant ($G\ 54$), which has the same operating rules, but gives the operator the possibility to modify the origin translation value:

($G\ 54$ FUNCTION PROGRAMMING. Ex. 2)

```

. . . . . LF
N100 G54 X#20 Y#21 Z=22 LF
. . . . . LF

```

The $X\ \#20$ address indicates the X axis origin translation according to the value stored in the 20-th location of the data memory updated in MDI mode.

The optimum usage of $G\ 92$ function has characteristics determined by the machine tool kind. Even if specialisation in every kind of machine tool has been mostly eliminated by the appearance of NC equipments there are still in service some NCC equipments specialized either for milling and boring machines control or for lathes.

3. Usage Characteristics of $G\ 92$ Function for Milling and Boring Machines. For these kind of machine tools, the first problem to solve is the correct establishing of the coordinate axes system of the workpiece in comparison with the one of the machine tool (fixed in space).

To machine some singular workpiece, its own coordinate axes system is established in „manual“ mode after the orientation and clamping the machine tool table; this operation is done according to the reference surfaces of these suitably processed semi-products, using or not using $G\ 92$ function.

For batch products at undetermined time intervals, which is, in fact, the most frequent case of employing the numerically controlled machine tools, some simple clamping devices ensuring an identical position for each semi-product are used. In this case, $G\ 92$ function is fully used, but we must notice that the initial setting of the coordinate axes system origin is similar to that of the previous case, being done only for the first workpiece. In both cases, the establishing of the axes system origin for the program is frequently done by means of a specially made control punch and a block gauge (Fig. 2), but there are, as well, some devices without contact specially created for this purpose. It must be noted that the machine tool is first moved in the origin of its own system (reference point), origin which is fixed in space.

The precise diagrams to determine by touching the coordinate axes system origin of the workpiece for a controlled three axes milling and boring machine (X, Y, Z) are presented in Fig. 2.

For X, Y axes, after the position shown in Fig. 2 *a* has been achieved, the $G\ 92$ function is programmed in MDI mode as follows:

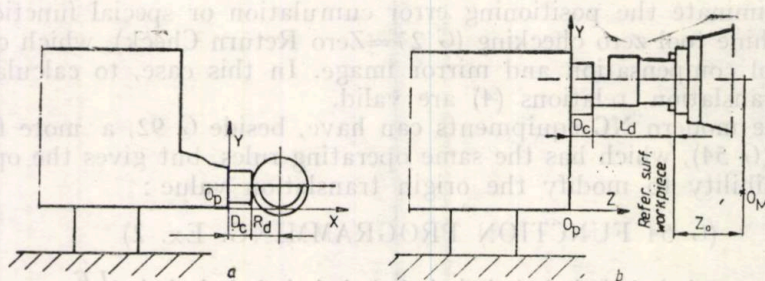


Fig. 2

G 92 $X(D_c + R_d)$ $Y(D_c + R_d)$ LF

For the z -axis, the situation is somewhat different (Fig. 2 b), the origin being considered touched — as a rule — when the reference surfaces of the workpiece and of the main axis are superimposed; thus, we can program in the MDI mode:

G 92 $Z(D_c + L_d)$ LF

The $X[X_0 \pm (D_c + R_d)]$, $Y[Y_0 \pm (D_c + R_d)]$, and $Z[Z_0 \pm (D_c + L_d)]$ values are the correspondents of the axes system origin vector of the workpiece in comparison with that of the machine tool; they can be introduced in the machining program and determine the automatic establishment of the program origin.

(ESTABLISHING OF THE COORDINATE AXES SYSTEM ORIGIN. Ex. 3)

% LF

N1 G90 LF

N10 G92 $X[X_0 \pm (D_c + R_d)]$ $Y[Y_0 \pm (D_c + R_d)]$ $Z[Z_0 \pm (D_c + L_d)]$ LF

The X_0 , Y_0 , Z_0 are the components of the position vector of the tool system axes in comparison with the machine tool system axes (Fig. 2).

Another very important problem is that of changing the coordinate axes system origin by means of the program (i.e. without operator intervention) in certain conditions such as the usage of subprograms written for a local system axes or the change of the workpiece position by rotating the machine tool table.

So, if a workpiece has some identical details, we have to use subprograms (parametrical or not) written for a proper coordinate axes system, which increases the degree of generalisation; the connection with the coordinate axes system from the main program is done by means of G 92 function.

For a certain position of the slides we can deduce the programmed coordinate values C_p (4) to obtain an origin translation:

$$(5) \quad \pm C_p = C_a - D_0,$$

$$(5') \quad \pm C_p = \pm C_{pa} - D_0.$$

To simplify the calculations, by programming a supplementary movement before programming G 92 function, the programmer decides the $C_a(C_{pa})$ values.

Thus, by individualizing (5), we can obtain usual forms for C_p :

i) if $C_a = 0 (C_{pa} = 0)$ — translation in the origin of the axes system before programming of G 92 function,

$$(6) \quad \pm C_p = -D_0;$$

ii) if $C_a = D_0 (C_{pa} = D_0)$ — translation in the origin of the new coordinate axes system which will be imposed by means of G92 function,

$$(6') \quad \pm C_p = 0.$$

For the workpiece shown in Fig. 3, we present the programming mode using a subprogram called in the main program whenever necessary. The workpiece shown in Fig. 3 is programmed as follows:

(USAGE OF G92 FUNCTION IN SUBPROGRAMS. Ex. 4)

(SUBPROGRAM)

N9001 LF

N1 G92 X0 Y0 LF

N2 G00 Z-20000 S18 M03 LF

N3 G01 X175000 P-1000000 Q0 F200 LF

N4 G03 X0 Y-175000 F0 J0 P0 Q-1000000 F500 LF

N5 G01 X175000 Y0 P-1000000 Q0 LF

(MAIN PROGRAM)

N1 G00 Z500000 T01040203 LF

N5 X400000 Y300000 LF

N9001 LF

N10 G00 X800000 Y0 LF

N900 LF

N15 G00 X0 Y600000 LF

N20 G00 X-800000 Y0 LF

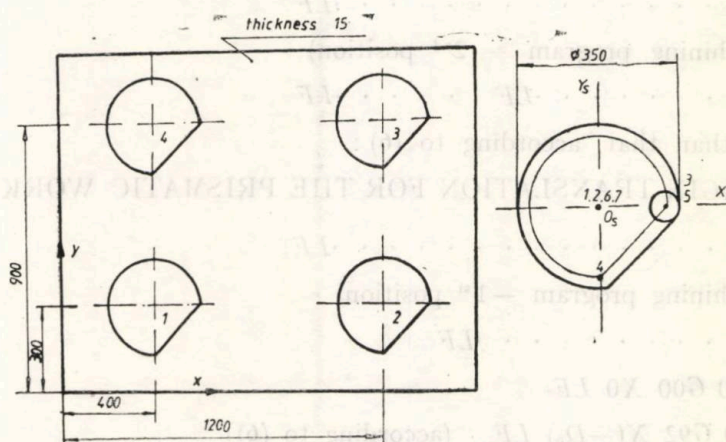


Fig. 3

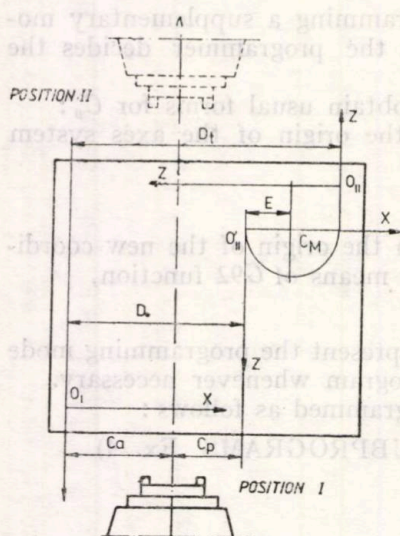


Fig. 4

N9001 LF

N25 G00 Z500000 M00 LF

The prismatic workpieces usually need machining which require the rotation of the machine tool table to bring another surface which has its own coordinate axes system, different from the previous one, into a work position.

We can obtain from Fig. 4 the necessary translation as follows:

$$(7) \quad D_0 = D_t - 2E,$$

which determines the value of the programmed coordinate C_p if it is suitably substituted in (5):

$$(8) \quad \pm C_p = C_a - (D_t - 2E),$$

$$(8') \quad \pm C_p = \pm C_{ra} - (D_t - 2E).$$

(ORIGIN TRANSLATION FOR THE PRISMATIC WORKPIECES.

Ex. 5)

..... LF

(Machining program — 1st position)

..... LF

N100 X (C_a) LF

N110 G92 X($C_a - D_0$) LF

..... LF

(Machining program — 2nd position)

..... LF LF

or, more than that, according to (6):

(ORIGIN TRANSLATION FOR THE PRISMATIC WORKPIECE.

Ex. 6)

..... LF

(Machining program — 1st position)

..... LF

N100 G00 X0 LF

N110 G92 X($-D_0$) LF (according to (6))

N100 G00 X($-D_0$) LF

N110 G92 X0 LF (according to 6)

..... LF

(Machining program—2nd position)

..... LF

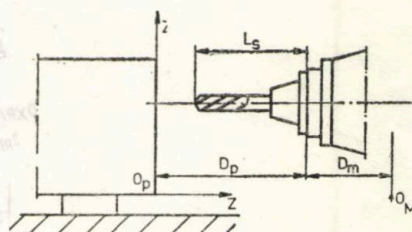


Fig. 5

An important decrease of geometrical errors produced by several successive origin translation can be obtained using G 53 function — Reference to the machine tool axes system as follows where the translation values are calculated with (5) and (6).

(COORDINATE SETTING IN MACHINE TOOLS AXES SYSTEM.

Ex. 7)

..... LF

N1100 G53 G92 X Y Z LF

..... LF

In special cases, the G 54 function (a variant of G 92 one) can be used together with G 53 for tool or radius length compensations (only in case of right angle milling). The work principle is very simple and it imposes the determination of a plan (perpendicular on the machining direction) at a suitable distance from the machine tool origin and from the workpiece (Fig. 5).

The program looks as follows:

(TOOL LENGTH COMPENSATION G 54 FUNCTION. Ex. 8)

..... LF

N1100.G00. G53 Z(-D_m) LF

N1101 G54 Z 25 LF

..... LF

Then, calling in a location (# 25 in the 8th ex.) in which the value ($D_p - L_s$) has been previously introduced, an origin translation corresponding to the tool point is introduced; i.e. the tool is compensated similar to the tool length compensation function.

4. Usage Characteristics of G 92 Function for Lathe Programming.

On account of the nature of the operations accomplished by lathes, the G 92 function has, usually, a limited usage because origin translation of the workpiece coordinate axes system for machining in several positions is not requested and the tool number is quite small. However, all that has been said concerning G 92 function usage (computational relations and program sequences included) is valid for lathes even of there are some specific applications and extensions of the known standard significance of G 92 function.

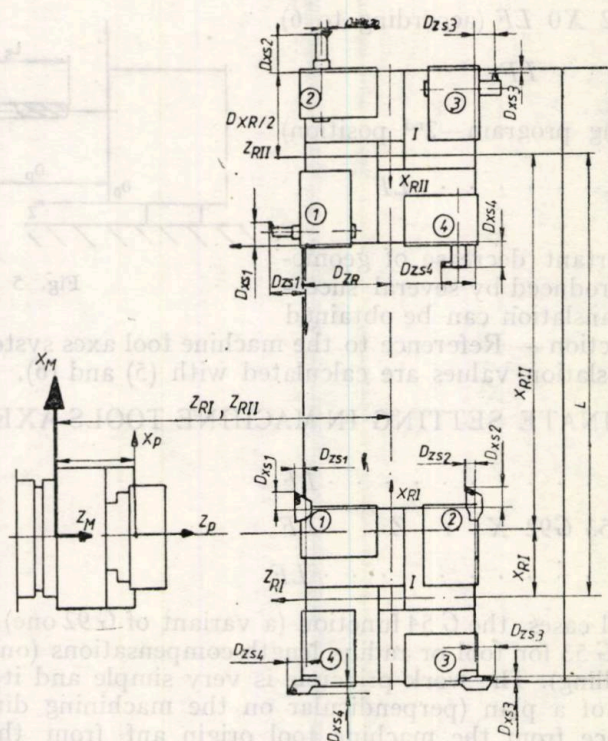


Fig. 6

Some NC equipments are designed in such a way that they can not ensure but a limited range of values for the tool length compensation function (0.099 mm or often 99.999 mm) range by which either the tool wear or small length deviations at the substitution with another tool can be compensated. As in this case a rigid programming depending on the tool length would be imposed, we use the origin translation function—G 92. To generalize, we present in Fig. 6, an NC parallel lathe with two turreted heads situated at a certain distance on the saddle, each head having four tools.

We know :

- i) the coordinates of the active point (the imaginary point of the tool point or the connection circle center) in comparison with the tool coordinate axes system (tool preadjustment system ; D_{XS} , D_{ZR}) ;
- ii) the coordinates of the tool system axes origin in comparison with the coordinate axes system of each turret head (D_{XR} , D_{ZR}) ;
- iii) the reference point position in the machine tool axes system (X_{RI} , Z_{RI}) for the 1st turret head and (X_{RII} , Z_{RII}) for the 2nd, respectively, position determined by limiting devices and cams or by G 53 function ;
- iv) the workpiece axes system position in comparison with the machine tool axes system (D_X , D_Z) ; usually $D_X=0$.

For the first turret head, situated in the reference point, the tool point number i ($i=1, 4$) will occupy a certain position in comparison with the workpiece axes system position, determined with the relations:

$$(9) \quad X_{Ii} = D_{XR} - D_{Xi},$$

$$(9') \quad Z_{Ii} = Z_{Ri} - D_z - D_{ZSi}.$$

These values determine a program sequence as follows:

(TOOL LENGTH COMPENSATION BY ORIGIN TRANSLATION.

(Ex. 9)

.....LF

N1100 G92 X(X_{Ii}) Z(Z_{Ii}) LF

.....LF

and that is why a suitable origin translation according to the tool length compensation will be provided, the program being independent of the tool dimensions. The tool length compensation is called in to eliminate the wear and, of course, the radius tool compensation is called in for contour accuracy.

However, in the NC equipment does not permit a reference point to be obtained, after the obtaining of the origin translation for the first tool by means of the sample chips method, the program will be as follows:

(TOOL LENGTH COMPENSATION WITHOUT REFERENCE POINT. Ex. 10)

.....T 01 LF

N1100 G00 X(X_{Ii}) Z(Z_{Ii}) LF

N1110 T 02 LF

N1120 G92 X(X_{Ik}) Z(Z_{Ik}) LF

.....LF

If the tool length compensation buffers are comparable in size with the geometrical address buffers (in any case big enough for usual tool length), the situation becomes very simple: it is no more necessary to use G 92 function. If we consider as tool reference point each turret head (by an origin translation it can pass from a reference point to another) and for the tool length compensation the values $(D_{XS} + D_{XR})$, $(D_{ZS} + D_{ZR})$ then, once the workpiece origin in comparison with the turret head center is established, as an important point on the origin area, the program can be normally written, without calling in the origin translation function for the tool compensation, since this one is achieved by means of the tool length compensation function only.

This method has the advantage that the displayed values correspond to the programmed ones (i.e. the dimensions of the machined workpiece), simplifying the checking up of the accuracy of the preset trajectory.

(TOOL LENGTH COMPENSATION WITHOUT ORIGIN TRANSLATION. Ex. 11)

```

. . . . . % . . . . LF
N1 G90 . . . . LF
N110 G92 X(XR1) Z(ZR1) . . . . LF
N120 . . . . T 01 . . . . LF
. . . . . LF

```

To increase the possibilities of compensating the tool length of some equipments according to the above discussion, the G 92 function is used at the same time with the interpolation parameters I, K for the X (Z respectively) axis tool length compensation.

(TOOL LENGTH COMPENSATION WITH G 92 FUNCTION AND I, K PARAM. Ex. 12)

```

. . . . . LF
N1100 G92 I . . . . K . . . . LF
. . . . . LF

```

In the above example the tool length compensation values established the known calculations rules are introduced under the I, K addresses ; we must notice that these values are fixed, completely determined when the program runs.

The cancellation of these corrections is realised by programming either the T00 code (D00 if necessary) or the next program sequence.

(CANCELLATION OF TOOL LENGTH COMPENSATION. Ex. 13)

```

. . . . . LF
N1200 G92 I0 K0 . . . . LF
. . . . . LF

```

Also, some NC equipments have in addition programming elements which complete the basic significance of G 92 function. So, for lathes it is very important to ensure a constant cutting speed, corresponding to the proper variation of the main spindle speed according to the machining radius. However, sometimes it is possible to find too great a revolution speed for small radius. So it becomes necessary to limit the condition of constant speed for a certain range of revolution speed variation, then we keep the revolution speed constant and equal with the limit value usually indicated by a program sequence as follows : (max. rev. speed = 500 rev/min).

(CONSTANT CUTTING SPEED BY MEANS OF G 92 FUNCTION. Ex. 14)

```

. . . . . LF
N100 G96 . . . . . LF

```


N110 G92 S500

LF

. LF

We can observe, for lathes, that the G92 function can be found with G 50 code, but with the same significance and operating mode. In this case if the G 92 address exists, it gets another significance.

5. Conclusions. In this paper we present the possible situations for a correct usage of G 92 function for programming the origin translation of the axes system. That is why we have used the calculus relations established above, valid for the most part of the cases, as well as the program sequences presented.

However, considering the great diversity of possible even for the same NC, it is better to check the relations to be used in various situations.

The paper is extremely useful for the design of the post-processors, to accomplish a correct mathematical modelling in case of G 92 function usage, considering the modern tendency to carry out generalised processors.

Received April 22, 1983

Polytechnic Institute, Jassy,
Department of Machine - Tools

CONTRIBUȚII PRIVIND UTILIZAREA FUNCȚIEI G92 ÎN PROGRAMAREA MAȘINILOR-UNELTE CU COMANDĂ NUMERICĂ

(Rezumat)

Se prezintă, în sinteză, rezultatele cercetărilor și experienței proprii de programare privind unele aspecte teoretice de utilizare a funcției G92 în realizarea unor programe de prelucrare optime. Modul de utilizare a acestei funcții în programarea unor procese tehnologice de frezare și strunjire este tratat în lucrare în mod deosebit, fiind ilustrat cu exemple de folosire a funcției G92 pentru acest gen de operații.

V.110 G92 2500

V.110

V.110

It can be observed, for instance, that the G92 function can be found with G 50 code, but with the same significance and operating mode. In this case, if the G 92 address exists, it gets another significance.

5. Conclusions. In this paper we present the possible situations for a correct usage of G 92 function for programming the origin translation of the axes system. That is why we have used the calculus relations established above, valid for the most part of the cases, as well as the program sequences presented.

However, considering the great diversity of possible even for the same NC, it is better to check the relations to be used in various situations.

The paper is extremely useful for the design of the post-processors. To accomplish a correct mathematical modelling in case of G 92 function usage, considering the modern tendency to carry out generalised processors.

Received April 27, 1984

Politehnica Institute, Jassy,
Department of Machine-Tools

CONTRIBUTII PRIVIND UTILIZAREA FUNCTIEI G92 IN PROGRAMAREA MASINILOR-GNTE CU COMANDA NUMERICA

(Rezumat)

Se prezinta, in sinteza, rezultatele cercetarilor si experientei proprii de programare privind unele aspecte tehnice de utilizare a functiei G92 in realizarea unor programe de prelucrare optima. Modelul de utilizare a acestei functii in programarea unor procese tehnologice de prelucrare a structurilor metalice in functie de mod deosebit, fiind ilustrat cu exemple de folosire a functiei G92 pentru acest gen de operatii.

SUPERHEATED STEAM HEATMETER BUILDING MEANS

1. THERMIC SECTION

BY

VICTOR ZUBCU, M. CREȚU, C. HARJA, C. SĂRMĂȘAN and DORINA-SILVIA ZUBCU

1. Introduction. The determination of heat flow rate carried by technological steam is important for both the producer (steam plant) and the consumer (generally, an industrial one).

To determine heat flow rate, the following steam parameters have to be measured: massic flow rate, pressure and temperature — for superheated steam — and massic flow rate, pressure and wetness (or enthalpy) — for wet steam. Using these and steam tables, the heat flow rate can be calculated

$$(1) \quad Q = Gi \quad [\text{kW}],$$

where: G — steam massic flow rate, in kg/s; i — steam enthalpy, in kJ/kg.

Three remarks, on the usual heat flow rate measuring technique, have to be made:

i) Because steam wetness measurements are rather difficult to be made, the wet steam is usually regarded as dry steam in computations, which is inaccurate.

ii) The effects of continuous variation of superheated steam parameters are that the measurements become either difficult to be made (if pressure and temperature are continuously measured) or inaccurate (if pressure and temperature are considered to be constant).

iii) The steam massic flow rate is measured by using a diaphragm flowmeter.

This study deals with the means of building a superheated steam heatmeter which should electronically process, through an analog computation block, the data offered by pressure, temperature and flow rate transducers.

2. Initial Calculus Relation for Heat Flow Rate. Replacing the steam massic flow rate — measured by using a diaphragm flowmeter — in (1), the relation for heat flow rate calculus is obtained as

$$(2) \quad Q = \frac{\pi d^2}{4} k_i \alpha \varepsilon \left(\frac{2 \Delta p}{v} \right)^{1/2} [\text{kW}],$$

where: d — diaphragm orifice diameter, in m (it is a manufacturing characteristic of flowmeter); Δp — differential pressure (before — after the diaphragm), in N/m^2 (it is a function of steam flow rate — for a given flowmeter); i — superheated steam enthalpy, in kJ/kg (it is a function of steam pressure and temperature); v — superheated steam massic volume, in m^3/kg (it is a function of steam pressure and temperature); α — diaphragm flow rate coefficient (for a given flowmeter it is a function of steam flowing velocity through the pipe, therefore of steam massic flow rate); k_t — correction coefficient for diaphragm dilatation; ϵ — coefficient of detent for superheated steam (for a given flowmeter it is a function of steam pressure and differential pressure).

Excepting the diameter d (known for a given flowmeter) and the differential pressure (measured), the other terms in (2) are either table-read (enthalpy, massic volume, correction coefficient k_t), or calculated (coefficients α and ϵ).

3. Simplified Calculus Relations. 3.1. *Working range.* In the case of a heatmeter based on an analog computation block, the table-readings must be replaced by computations; all calculus relations must be as simple as possible.

For enthalpy and massic volume there are calculus relations [1], valid for superheated steam, but the solution can be obtained only by using a computer. There are relations [2] for coefficient of detent calculus, but just as well, the solution being obtained by using a computer only.

The study of these relations and of variation way of the terms in (2) leads to conclusion that their simplification can be achieved only by drastically limiting their validity ranges.

In the following paragraphs, the working range of superheated steam is considered to be given by the parameters of technological steam currently produced by steam plants

$$p = 11 \pm 2 \text{ bar} \quad \text{and} \quad t = 280 \pm 50^\circ\text{C}.$$

After having obtained the typical relations, those were recalculated for other superheating steam working ranges.

3.2. *Superheated steam enthalpy.* The superheated steam enthalpy variation with temperature and pressure, in the considered working range, is shown in Fig. 1.

It can be seen that the curves are almost straight lines and that pressure has rather a little influence, so that relation

$$(3) \quad i = 2396.2 + 2.1625 t,$$

can be determined by trials, relation which is valid for an 11 bar pressure; a pressure correction must be made, finally leading to

$$(4) \quad i = 2396.2 + 2.1625 t + 6.75(11 - p).$$

The superheated steam enthalpy throughout the entire considered working range can be calculated — by using relation (4) and taking as a base the values in the table [1] — with an accuracy of $\pm 0.3\%$.

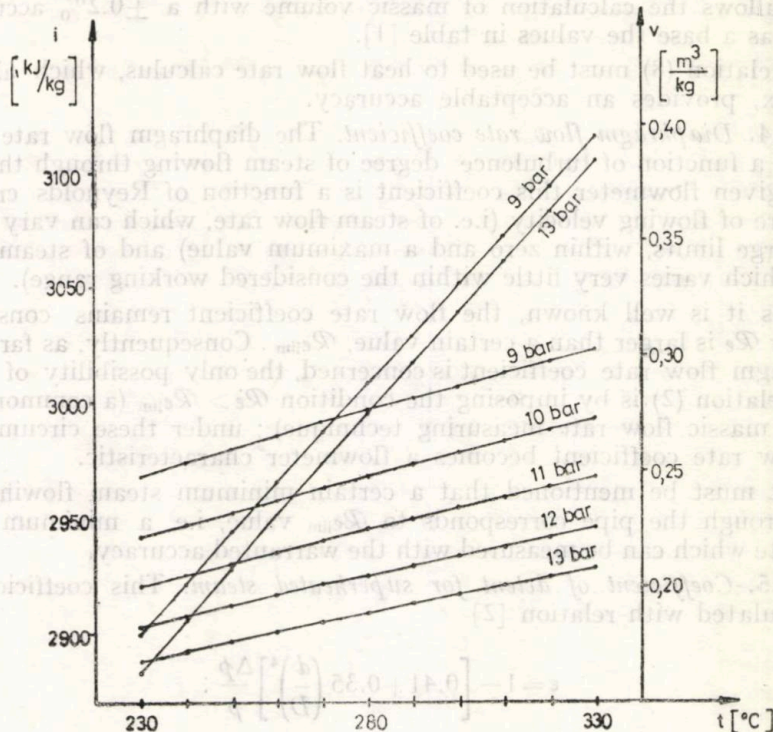


Fig. 1

3.3. *Superheated steam massic volume.* The massic volume variation with temperature and pressure is shown in Fig. 1. It can be seen that the curves can be regarded as straight lines, but pressure has a very important influence.

Relation

$$(5) \quad v = 10^{-4} (946.3 + 4.64 t)$$

is determined by trials and is valid for an 11 bar pressure; a pressure correction must be made, leading to the following three relations:

$$(6) \quad v = 10^{-4} [946.3 + 4.64 t + 193.157 (11 - p)],$$

which allows the calculation of massic volume with a $\pm 4\%$ accuracy;

$$(7) \quad v = 10^{-4} \left[946.3 + 4.64 t + 25\,546.6 \left(\frac{1}{p} - 0.90909 \right) \right],$$

which allows the calculation of massic volume with a $\pm 2\%$ accuracy;

$$(8) \quad v = 10^{-4} \left[946.3 + 4.64 t + 45.8853 \left(\frac{1}{p} - 0.90909 \right) (t + 277.526) \right],$$

which allows the calculation of massic volume with a $\pm 0.2\%$ accuracy — taking as a base the values in table [1].

Relation (8) must be used to heat flow rate calculus, which although complex, provides an acceptable accuracy.

3.4. Diaphragm flow rate coefficient. The diaphragm flow rate coefficient is a function of turbulence degree of steam flowing through the pipe. For a given flowmeter this coefficient is a function of Reynolds criterion, therefore of flowing velocity (i.e. of steam flow rate, which can vary within very large limits, within zero and a maximum value) and of steam viscosity (which varies very little within the considered working range).

As it is well known, the flow rate coefficient remains constant if number Re is larger than a certain value, Re_{lim} . Consequently, as far as the diaphragm flow rate coefficient is concerned, the only possibility of simplifying relation (2) is by imposing the condition $Re > Re_{lim}$ (a common practice in massic flow rate measuring technique); under these circumstances the flow rate coefficient becomes a flowmeter characteristic.

It must be mentioned that a certain minimum steam flowing velocity through the pipe corresponds to Re_{lim} value, i.e. a minimum massic flow rate which can be measured with the warranted accuracy.

3.5. Coefficient of detent for superheated steam. This coefficient can be calculated with relation [2]

$$(9) \quad \varepsilon = 1 - \left[0.41 + 0.35 \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \frac{\Delta p}{p}.$$

This relation is simple enough for a given flowmeter, whose diameters (d — of diaphragm orifice and D — of pipe) are manufacturing characteristics.

Derives from (9) that, finally, ε is a function of steam flow rate, which can vary within very large limits — within zero and a maximum value. Consequently, the differential pressure variation is even greater, because, according to (2), it is proportional with the square of flow rate. Consequently, the variation of ε cannot be neglected within the working range, and ε must be calculated by using (9).

3.6. Correction coefficient for the diaphragm dilatation. This coefficient can be calculated by using relation

$$(10) \quad k_t = 1 + 2\alpha_t (t - 20).$$

Because the coefficient of thermal expansion of diaphragm disc material α_t varies with temperature t , to simplify the computations, correction coefficient k_t is given in table [3].

In the considered working range, correction coefficient k_t can be calculated by using relation (which is determined by trials)

$$(11) \quad k_t = 0.99867 + 28.6667 \cdot 10^{-6} t,$$

but its variation is so small, that if an average value k_t is adopted, the maximum error in flow rate calculus will not be larger than $\pm 0.15\%$.

4. Final Calculus Relation. The final heat flow rate calculus relation carried by superheated steam in the considered working range is obtained by replacing the terms in relation (2) by relations (4), (8), (9):

$$(12) \quad Q = [2396.2 + 2.1625 \, t + 6.75(11 - p)] \left\{ 1 - \left[0.41 + 0.35 \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \frac{\Delta p}{p} \right\} \alpha k_t^2 \frac{\pi d^3}{4} \Delta p^{1/2} \left\{ 10^{-4} [946.3 + 4.64 \, t + 45.8853 \left(\frac{1}{p} - 0.90909 \right) (t + 277.526)] \right\}^{-1/2} \text{ [kW]}.$$

The heat flow rate calculus relation as given by (12), although complex enough, can be solved with the analog computation block.

Relation (12) can be written as

$$(13) \quad Q = A [2396.2 + 2.1625 \, t + 6.75(11 - p)] \left\{ 10^{-4} [946.3 + 4.64 \, t + 45.8853 \left(\frac{1}{p} - 0.90909 \right) (t + 277.526)] \right\}^{-1/2},$$

where the terms from relation (12), superheated steam enthalpy and massic volume — functions of steam pressure and temperature — are rendered evident (the other terms — functions of steam massic flow — are included in the coefficient A).

For a check-up, taking as a base the values in steam table for steam enthalpy and massic volume, the relative errors in their calculation and in heat flow rate calculation had been calculated. All the relative errors in calculation — corresponding to all superheated steam states in the considered working range (11 ± 2 bar and $280 \pm 50^\circ\text{C}$) — were less large than $\pm 0.3\%$.

It must be noticed that relative error in calculation of heat flow rate by using (13) can be regarded as a methodical error — the method of enthalpy and massic volume empirical relations, simple ones but valid only in certain limited range of superheated steam.

By using (4) and (8) as models, other relations have been obtained, valid for different superheated steam ranges. The check-up that had been made showed that relative errors decrease with the increase in pressure and increase with the pressure decreasing. To keep errors in above mentioned limits, when dealing with low pressure, the limiting of relations validity range is needed.

5. Conclusions. The study of the means of building a superheated steam heatmeter, related to the varying parameters of superheated steam, leads to the following conclusions.

1. The superheated steam heatmeter is practically a diaphragm flowmeter.

2. For superheated steam enthalpy and massic volume, calculation empirical relations — functions of the measured parameters: pressure and temperature — can be determined. These relations are valid for

limited working ranges, but large enough to cover usual pressure and temperature variations for a steam consumer (for instance 11 ± 2 bar and $280 \pm 50^\circ\text{C}$). These relations can be solved by using an analog computation block and could be the starting point for conceiving a superheated steam heatmeter¹).

3. The relative errors in heat flow calculation, due to these relations, can be brought to an accuracy of $\pm 0.3\%$. To keep errors within this accuracy range, when steam parameters decrease — i.e. nearing the saturation state — the restriction of the steam parameters variation range (therefore the heatmeter working range) is needed.

4. For a chosen working range, the diaphragm flow rate coefficient cannot be taken as a constant in computations and does not become a flowmeter manufacturing characteristic unless the heatmeter is working for Reynolds numbers larger than Re_{lim} .

5. In the chosen working ranges, the correction coefficient for diaphragm dilatation can be considered as a constant.

6. The coefficient of detent — a function of steam flow, which varies within large limits — cannot be considered as a constant and has to be calculated.

Received December 19, 1983

Polytechnic Institute, Jassy,
Department of Thermodynamics
and Thermic Machines

REFERENCES

1. Vukalović M. P., *Proprietățile termodinamice ale apei și ale aburului. Tabele și diagrame*. Ed. tehn., Buc., 1967.
2. * * * STAS 7347/1-79: *Determinarea debitelor fluidelor în sisteme de curgere sub presiune. Metoda micșorării locale a secțiunii de curgere. Măsurarea cu diafragme și ajutaje*.
3. * * * *Îndrumător pentru executarea măsurărilor termotehnice la întocmirea bilanșurilor energetice și la exploatarea agregatelor industriale*. E 34-64. Ed. de stat pt. imprimare și publicații, Buc. 1964.

POSSIBILITĂȚI DE REALIZARE A UNUI CONTOR DE CĂLDURĂ PENTRU ABUR SUPRAÎNCĂLZIT (I)

(Rezumat)

Se studiază posibilitățile de realizare a unui contor de căldură bazat pe debitmetrul cu diafragmă și pe blocul de calcul analogic, destinat aburului supraîncălzit, pentru domenii restrinse de variație a parametrilor aburului.

¹) The numerical coefficients in these empirical relations can be determined — and chosen as to have minimal errors — by using a computer.

ON THE GEOMETRY OF DEEP-HOLE DRILLS

BY

MIRCEA COZMÎNCĂ, CRISTIAN CONSTANTINESCU and IULIAN ROMANESCU

1. Introduction. Lately, the ordinary drilling of the deep-holes has been replaced by highly productive modern methods, in which the chips are ejected by the cutting fluid at high pressure (10...20 atm) [1], [4], [8]...[11].

Deep-holes up to 30 mm in diameter are drilled with multiple flute drills and single-flute drills, in which the cutting fluid is delivered through the central hole of the bar, in drilling.

If the diameter of deep-hole exceeds 30 mm, Ejector or BTA drills are used. Two methods of deep holes drilling are employed: ordinary drilling, in which all the stock removed is converted into chips (generally used for holes up to 70 mm in diameter) and trepanning, in which an annular recess is cut in the work, so that a core is left in the central part of the hole. The latter method is used only for larger diameter holes, because a trepanning head for small holes is insufficiently strong.

Wear resistance, mechanical resistance and security ejection of chips are the principal criteria used optimizing deep-holes drilling.

The use of the carbide-tipped drills and the employment of cutting fluid at high pressure are necessary but not sufficient criteria to satisfy formula

$$(1) \quad T > \frac{L_p}{ns},$$

where L_p is cutter length (mm), n is cutter speed (rev./min), and s is feed (mm/rot) [1]...[5]. Chips breaking and minimum efforts in drilling are mainly functions of the drill geometry.

Therefore, in this paper, on the basis of theoretical analysis and experimental investigation, geometry parameters of the deep-holes drills for optimal drilling are presented.

2. Drill Geometry in the Basic Plane (xy). In the basic plane (xy), drill geometry for cutting deep holes must acquire values function of the cutting forces F_x and F_y , which must be less than those permitted by the rigidity of the drill bar. Symmetrical construction with chisel edge of twist drill can not be used in construction of deep-hole drills, because the chisel edge increases the axial thrust force (F_x). It has been found from measurements that the forces of resistance developed on the lips

come to about 40 per cent of the total resistance (thrust force f), the force of resistance developed on the chisel edge is about 57 per cent, and the friction forces, about 3 per cent [1], [8], [9].

Besides the above-mentioned condition concerning the penetration of the drill into the workpiece, it is necessary not to make deep hole drills with chisel edge. Their construction in the basic plane is given in Fig. 1. The trepanning drills are given in Fig. 2.

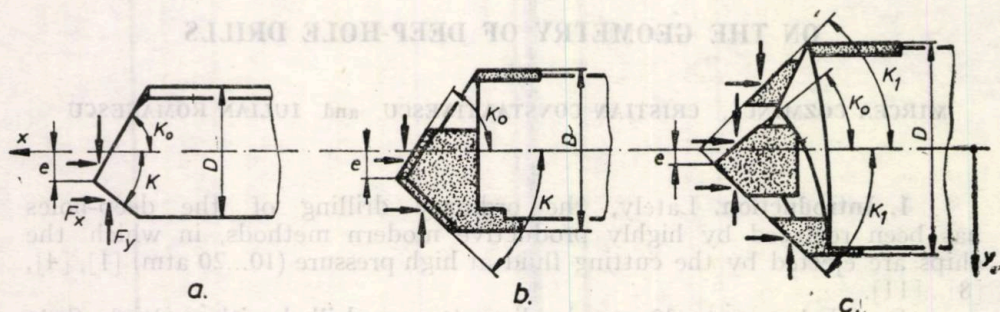


Fig. 1. — Drills for solid drilling: *a.* single edge drill with external chip flow; *b.* single edge drill, Ejector or B.T.A. type; *c.* multi edge drill, Ejector or B.T.A. type.

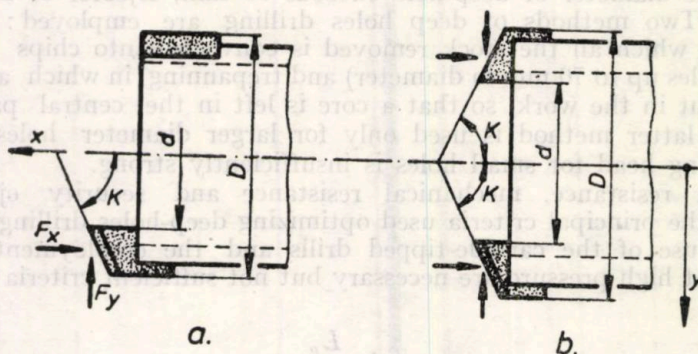


Fig. 2. — Trepanning drills ($D_p > 65...70$ mm): *a.* single edge drill; *b.* drill with z edges.

For ordinary drills (Fig. 1) the nose of drill point is at distance e from the workpiece axis (x); it follows that only the edges TC and CA take part in cutting, so that T is the generating point and E is the diametral point on the drill margin (Fig. 3).

Eccentricity e of the nose of drill point and the requirement that the point E should be diametrically opposed to the generating point T or be placed in any other point E determine varied values for K_0 and K angles.

Cutting without interference takes place with any auxiliary edge which coincides with CE or is situated under it. In the restricted position (E diametrically opposed to T), between the geometrical parameters e ,

K and K_0 , according to Fig. 3 (considering ΔTBC and ΔEBC), the following equation is established:

$$(2) \quad \left(\frac{D}{2} - e\right) \cot K = \left(\frac{D}{2} + e\right) \cot K_0,$$

which takes, after transformations, the shape of the relation

$$(2') \quad \tan K = \frac{D-2e}{D+2e} \tan K_0,$$

from which $K_0 > K$.

So that K_0 angle of the auxiliary edge to be equal with K angle of the main edge, it is necessary that B' point from the auxiliary edge extension be symmetrical to T point, opposite B (Fig. 3). The angle K_0 is smaller than K for all the auxiliary edges located under CB' . This is an unfavourable site, because the auxiliary edge dimension increases too much ($CA'' > CA$).

It follows that, in order to obtain optimum values for TC/CA ratio and F_x/F_y ratio, $K_0 \geq K$.

Because the TC main edge dimension is much larger than the CA auxiliary edge size, the greatest part of the cutting force is obtained due to components which act on the principal edge. As a result, the optimum values of K angle are determined on condition that the cutting forces from the main edge be as small as possible. From the diagrams shown in Fig. 4 and 5 it results that the K angle (defined like in Fig. 3) must take values as great as possible. It has been experimentally found that the main component F_z , which stresses the drill bar at twisting and eccentric bending, takes minimum values for $K=70^\circ \dots 75^\circ$ (Fig. 6).

As a result, at deep-hole drilling, the K plan approach angle for the main cutting edges takes optimum values $K=70^\circ \dots 75^\circ$. At gun drills

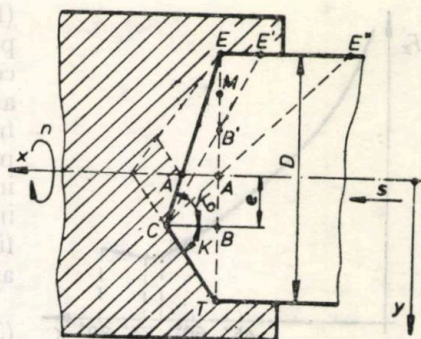


Fig. 3. — Cutting with single edge drill.

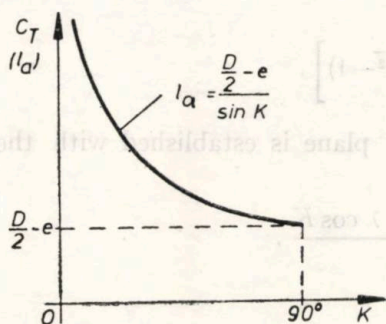


Fig. 4. — The primary edge length function of K angle.

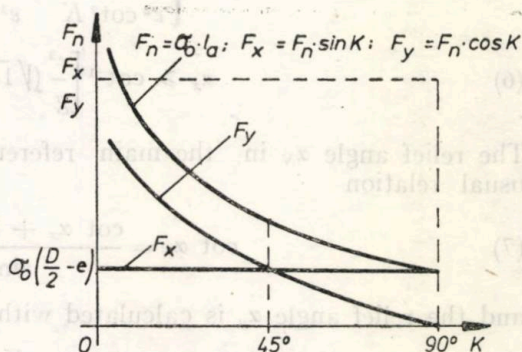


Fig. 5. — The cutting forces from the primary edge depending on K angle.

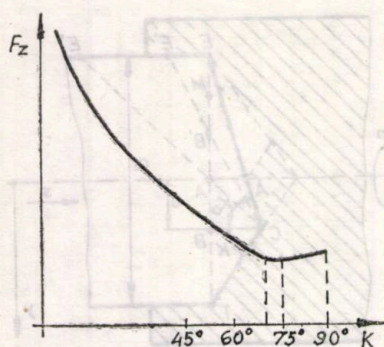


Fig. 6. — The main force, F , depending on K angle.

(Fig. 1 *a* and 1 *b*), to make F_y force component greater, to achieve the required contact pressure on the support pad K can also take smaller values ($K=50^\circ \dots 75^\circ$). As from the constructive and technological point of view and because of drill guiding in cutting the drills with $K_0 \geq K$ are required, in designing the K angle value will be chosen first and only then a greater value for K_0 angle, according to the restrictive condition

$$(3) \quad K < K_0 \leq 90^\circ.$$

After establishing the K and K_0 angles values, the eccentricity e is established using relation (2'). In order that the amount of eccentricity should not take extremely high values, in choosing of K and K_0 angles values the following relation should be observed:

$$(4) \quad \frac{\tan K_0}{\tan K} = 1.5 \dots 2.$$

At trepanning heads, the value $K=90^\circ$ can also be used, as it favours the drill construction.

3. The Cutting Edge Geometry. The relief angle's values α are established on condition that there is no interference between the relief surface and the surface of the cut at smaller diameters.

In Fig. 7 a section $X-X$ is shown, in the drill point and parallel to (xz) plane. For no interference, the z ordinate of point M must be higher than the g thickness blade.

Noting $\cot \alpha_x = m$ and by solving the following system of Eqs. (5), relation (6) is obtained in order to establish the relief angle α_x :

$$(5) \quad \begin{cases} z = mx + me \cot K, \\ \frac{x^2}{e^2 \cot^2 K} - \frac{z^2}{e^2} - 1 = 0; \end{cases}$$

$$(6) \quad \alpha_x \geq \cot^{-1} \left[\frac{e^2}{g} (\sqrt{1+g^2} - 1) \right].$$

The relief angle α_N in the main reference plane is established with the usual relation

$$(7) \quad \cot \alpha_N = \frac{\cot \alpha_x + \tan \lambda \cos K}{\sin K},$$

and the relief angle α_y is calculated with

$$(8) \quad \cot \alpha_y = \cot \alpha_N \cos K + \tan \lambda \sin K.$$

To make simple the relations (7) and (8) $\lambda=0$ is used.

drills has in view the criteria of the mechanical resistance and security ejection of chips.

2. The results can be directly used in the design calculations.

3. Experimental verifications show that the method allows a good prediction of deep-hole drilling performance.

4. The establishment of the K angle values for the main cutting edge function of the cutting forces criterion and the calculation of the K_0 angle values for the auxiliary cutting edge with relation (4) and of the eccentricity e with relation (2) ensure optimum conditions for the generation of the wrought surface.

5. The utilisation of the stepped cutting edge and the chipbreaker in accordance with the above parameters ensures break and ejection of the chips.

Received December 20, 1983

Polytechnic Institute, Jassy,
Department of Machine-Tools

REFERENCES

1. Arshinov V., Alekseev G., *Metal Cutting Theory and Cutting Tool Design*. MIR Publishers, Moscow, 1976.
2. Belous V., *Sinteza sculelor aşchietoare*. Ed. „Junimea”, Iași, 1980.
3. Cozmîncă M., *Cercetări privind aşchiera cu burghie înclavare*. În „Creația tehnică și fiabilitatea în construcția de mașini”, Inst. polit. Iași, 1978.
4. Cozmîncă M., Panait S., *Forma și dimensiunile aşchii la găurirea adîncă*. În „Creația tehnică și fiabilitatea în construcția de mașini”, Inst. polit. Iași, 1983.
5. Cozmîncă M., Panait S., Constantinescu C., Romanescu I., *Cercetări privind forțele de frecare la prelucrarea prin aşchiere a găurilor adînci*. Tribotehnica, Iași, 1984.
6. Cozmîncă M., Panait S., Constantinescu C., Romanescu I., *Metodologie de proiectare a burghiilor pentru găurire adîncă*. Sesiunea Fortus, CUG — Inst. polit. Iași, 1983.
7. Elekes C., *Considerații privind proiectarea sculelor pentru găuri adînci (fără recuperare miezului) sistem Coromant*. Construcția de mașini, 12 (1977).
8. Pflieger F., *Aspekte zur Konstruktiven Gestaltung von Tiefbohrwerkzeugen*. Werkstattstechnik, 4 (1977).
9. Sauer L., *Găurirea adîncă*. Ed. tehn., Buc., 1982.
10. Stockert R., *Beitrag zur Optimalen Auslegung von Tiefbohrwerkzeugen*. Diss., Dortmund, 1978.
11. Tuffentsammer K., *Gesteuerte Anpassung der Betriebsbedingungen beim Tiefbohren*. Annals of the CIRP, 1 (1973).
12. * * * Sandvik-Coromant. Catalog Ty — 5070 und D— 8400-2.

ASUPRA GEOMETRIEI BURGHIELOR PENTRU GĂURI ADÎNCI

(Rezumat)

Pe baza unor studii teoretice și a unor încercări experimentale, se prezintă geometria burghiilor utilizate la prelucrarea găurilor adînci. Relațiile de calcul și recomandările pentru parametrii geometrici ai burghiului utilizat la găurirea adîncă se stabilesc funcție de criteriile siguranței evacuării aşchilor, forțelor de aşchiere și rezistenței mecanice a feții portburghiu.

CONSIDERATIONS ON SUPERFICIAL STRESSES INDUCED BY FACE MILLING AND GRINDING

BY

DRAGOȘ PARASCHIV, ANTON POPESCU and NINA AFRĂSINEI

1. Introduction. Surface machining determines a certain alteration of the superficial stresses. These stresses generate strains in the two main directions that are measured by means of stress relieving on one face of the sample through electrochemical scouring and resulting strains recording on the opposite face.

Considering the measured strains and using the system of equations

$$(1) \quad \begin{aligned} \tau_x(z) &= \frac{E}{1-\mu^2} \left\{ \varepsilon_x(z) + \mu \varepsilon_y(z) + \frac{z}{3} \left[\frac{d\varepsilon_x(z)}{dz} + \mu \frac{d\varepsilon_y(z)}{dz} \right] + \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{z_0}{3} - z \right) \frac{2}{z} [\varepsilon_x(z_0) + \mu \varepsilon_y(z_0)] - \frac{2}{3} \int_{\frac{z}{\lambda}}^{\frac{z_0}{\lambda}} \frac{1}{\lambda} [\varepsilon_x(\lambda) + \mu \varepsilon_y(\lambda)] d\lambda \right\}, \\ \sigma_y(z) &= \frac{E}{1-\mu^2} \left\{ \varepsilon_y(z) + \mu \varepsilon_x(z) + \frac{z}{3} \left[\frac{d\varepsilon_y(z)}{dz} + \mu \frac{d\varepsilon_x(z)}{dz} \right] + \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{z_0}{3} - z \right) \frac{2}{z} [\varepsilon_y(z_0) + \mu \varepsilon_x(z_0)] - \frac{2}{3} \int_{\frac{z}{\lambda}}^{\frac{z_0}{\lambda}} \frac{1}{\lambda} [\varepsilon_y(\lambda) + \mu \varepsilon_x(\lambda)] d\lambda \right\}, \end{aligned}$$

the stresses in the two directions can be determined. The system (1) has been computer solved (Fig. 1).

2. Working Method. In order to measure the superficial stresses induced by machining, a number of working rate parameters combinations has been used, according to the factorial experimental method. The minimum and the maximum limits of the possible combinations have been taken into account, thus the ranges of stresses variations in the x and y direction being determined.

The experiment was performed simultaneously on three materials; two STAS 3611-80 MoCN15 and VMoCN17 tool steels for hot processing and a STAS 1456-80 RUL 2 bearing steel. The materials have been annealed prior either to their face milling with ROMASCON heads or their face grinding with electrocorundum abrasive segments, 50 gage, K hardness, with bakelite binder. Afterwards the materials have been tempered and

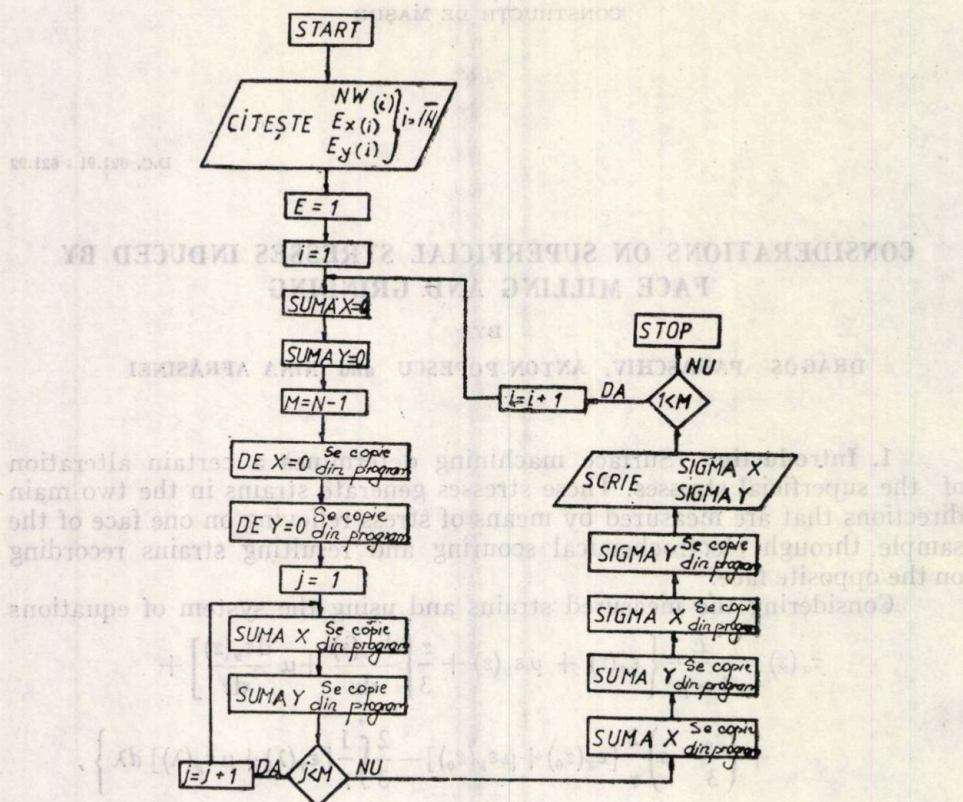


Fig. 1

hardened, so that the samples hardness has been increased to 55 HRC. In this condition the samples have been face grinded with the same abrasive segments on an USSR-made 3 756 - type - face grinding machine, with rotary table.

Foil strain gages type MA-06-125 TB-350, 350 ohms, K factor $2.07 \pm \pm 0.5\%$ have been bonded on the machined samples (Fig. 2). The strains, measured after the relaxation of the machined workpiece (metallic sample) as a result of electrochemical removal of the surface layer, allow the stresses computation at different layer depth which totalize 0.1 mm, with a pitch of 0.005 mm, according to the computation program.

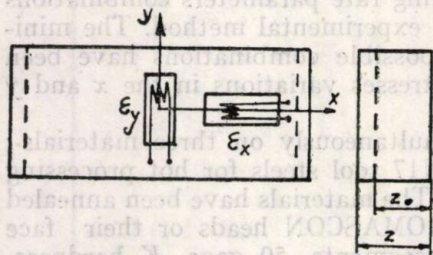


Fig. 2

Stresses and strains diagrams computer drawn are given in Figs. 3 and 4 [1].

FREZARE RUL 2 $l = 2 \text{ mm}$ $VP = 102 \text{ m/min}$ $SD = 0.05 \text{ mm/DINTE}$

Secția IV

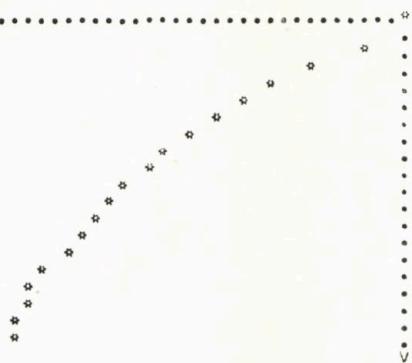
ANEXA 3 A

GROSIMEA PROBEI (mm)

DEFORMATII EX (MICRONI/mm)

.330
.325
.320
.315
.310
.305
.300
.295
.290
.285
.280
.275
.270
.265
.260
.255
.250
.245
.240
.235

.000
1.000
-3.000
-5.700
-7.750
-9.400
-11.100
-12.600
-13.900
-15.100
-16.200
-17.150
-18.150
-19.000
-19.900
-20.800
-21.600
-22.200
-22.700
-22.800

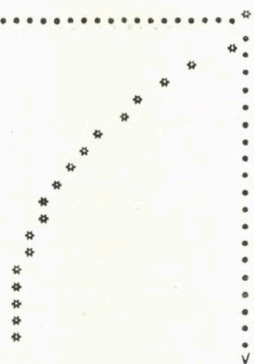


GROSIMEA PROBEI (mm)

DEFORMATII EY (MICRONI/mm)

.330
.325
.320
.315
.310
.305
.300
.295
.290
.285
.280
.275
.270
.265
.260
.255
.250
.245
.240
.235

.000
1.700
-1.000
-3.350
-5.050
-6.350
-7.450
-8.500
-9.400
-10.300
-11.000
-11.700
-12.300
-12.750
-13.050
-13.350
-13.600
-13.750
-13.800
-13.800



DN -06/03/81-00008

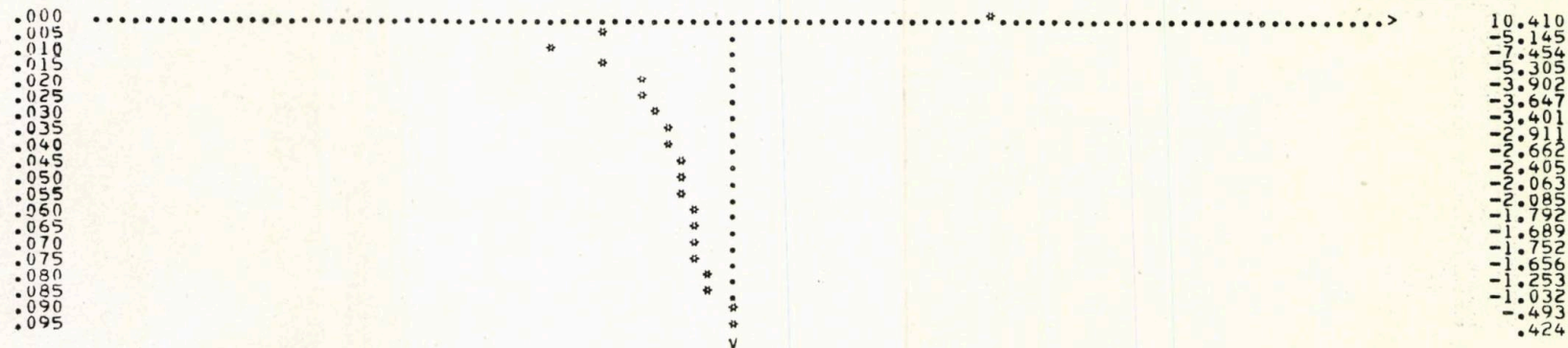
Fig. 3

FREZARE RUL 2 I = 2 MM VP = 102 M/MIN SD = 0.05 MM/DINTE

ANEXA 3 B

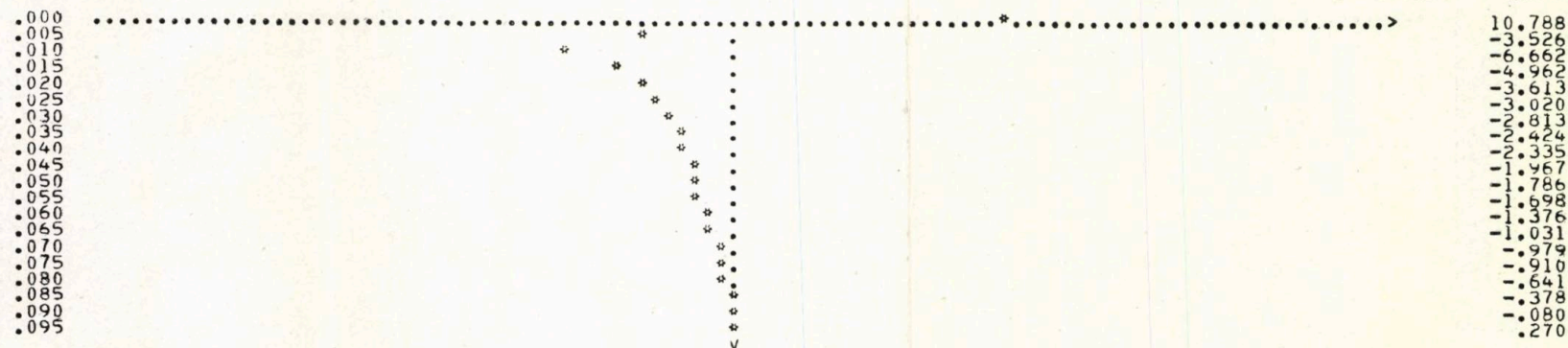
GROSIMEA STRATULUI (MM)

TENSIUNI SIGMA X (DAN/MM2)



GROSIMEA STRATULUI (MM)

TENSIUNI SIGMA Y (DAN/MM2)



DN -06/03/81-00009

Fig. 4

The maximum values of the stresses in the x and y directions and the surface layer thickness, estimated by means of this parameter, are given in Table 1.

Table 1

Maximum stresses and surface layer thickness for milling and for face grinding

Add.	Processed material	Cutting depth t mm	Cutting speed v_p m/min	Feed s_d mm/teeth	Stresses daN/mm ²		Surface layer thickness μm
					$\sigma_{x\text{max}}$	$\sigma_{y\text{max}}$	
0	1	2	3	4	5	6	7
Face milling							
1	MoCN 15	2	120	0.05	— 8.6	— 8.2	75...100
2		2	260	0.106	— 29.38	— 21.02	100...120
3	RUL 2	2	102	0.05	10.41	10.78	85... 95
4		2	260	0.106	15.94	14.41	85...125
5	MoCN 15	1	163	0.01	— 9.05	— 9.64	85... 90
6		1	410	0.042	— 28.18	— 19.43	80... 95
7		0.25	163	0.01	— 12.72	— 13.60	85... 90
8		0.25	410	0.042	— 26.46	— 22.48	60... 90
9	RUL 2	1	163	0.01	3.40	— 5.49	70... 80
10		1	410	0.042	12.24	— 6.92	75... 80
11		0.25	163	0.01	2.99	— 3.95	50... 70
12		0.25	410	0.042	5.77	— 5.48	65... 70
13	VMoCN 17	1	163	0.01	— 12.15	— 8.71	80... 85
14		1	410	0.042	— 20.58	— 10.58	60... 65
15		0.025	163	0.01	— 17.70	— 8.03	80... 90
16		0.025	410	0.042	— 29.50	— 19.83	50... 70
Mild grinding							
17	MoCN 15	0.01	10	—	— 3.05	— 4.38	30... 35
18		0.05	10	—	— 13.54	— 8.20	50... 55
19		0.01	20	—	— 8.50	— 6.12	30... 50
20		0.05	20	—	— 8.95	— 12.65	50... 60
21	RUL 2	0.01	10	—	— 3.66	— 2.57	90... 95
22		0.05	10	—	11.46	12.97	50... 75
23		0.01	20	—	— 8.90	— 10.69	65... 80
24		0.05	20	—	22.88	24.96	80... 85
25	VMoCN 17	0.01	10	—	4.75	3.53	20... 65
26		0.05	10	—	— 10.43	— 9.28	35... 45
27		0.01	20	—	6.50	9.33	45... 65
28		0.05	20	—	— 17.48	— 15.40	55... 60
Hard grinding							
29	MoCN 15	0.005	25	—	— 5.97	— 6.91	25... 40
30		0.025	25	—	— 11.64	— 12.42	45... 50
31		0.005	40	—	— 8.41	— 10.08	25... 35
32		0.025	40	—	— 15.35	— 18.12	40... 50

Tabel 1 (continued)

0	1	2	3	4	5	6	7
33		0.005	25	—	2.02	3.04	35... 55
34		0.025	25	—	12.23	11.72	50... 55
35	RUL 2	0.005	40	—	4.78	5.90	35... 40
36		0.025	40	—	22.76	20.44	55... 65
37		0.025	40	—	26.85	23.79	70... 75
38		0.005	25	—	— 6.95	— 6.71	25... 35
39	VMoCN 17	0.025	25	—	— 12.83	— 10.54	25... 40
40		0.005	40	—	4.92	4.83	30... 40
41		0.025	40	—	14.66	12.00	45... 50

3. **Conclusions.** From the graphics analysis, the following conclusions have been drawn.

1. When rough milling the MoCN 15 steel, negative strains are obtained on the x direction and on the surface on the y direction; after that, the y strains become positive. The stresses are mainly negative and are maximum at the surface. Their absolute value increases with the working rate (Add. 1B, 2B) [1].

2. When rough milling the RUL 2 steel, variable strains are obtained, positive in the beginning, then negative (Add. 3A, 4A) [1]. The stresses are positive at the surface and negative in the depth of the superficial layer. The increasing of the speed and of the feed leads both to an increase of the maximum values and to a depth displacement of the positive strained layer (Add. 3B, 4B) [1].

3. The peak values of the stresses are greater for rough machining of the VMoCN 17 steel (Table 1). The surface layer thickness ranges between 85...125 μm .

4. When finish milling the MoCN 15 steel the x and y strains in the beginning are negative, afterwards maintaining their sign or becoming positive (Add. 5A, 8A). The stresses are all negative on the surface and increase their absolute value with the increasing both of the teeth feed s_d and of the cutting speed v_p ; at the same time, the stresses are not modified by the increase of the cutting depth t . The surface layer thickness ranges between 60...90 μm (Add. 5B, 8B) [1].

5. When finish milling the RUL 2 steel, in the feed direction, the x strains are positive and the y strains are negative (Add. 9A, 12A). The stresses are lesser than those obtained by cutting the MoCN 15 steel, being positive in the x direction and negative in the y direction (Add. 9B, 12B). The surface layer thickness ranges between 65...80 μm . The absolute values of the stresses increase when the cutting rate is increased [1].

6. When finish milling the VMoCN 17 steel negative strains are obtained in both directions (Add. 13A, 16A). The stresses increase their absolute values with increasing of the teeth feed and are not altered by the changing of the cutting depth (Add. 13B, 16B). The surface layer thickness ranges between 50...90 μm [1].

7. In the case of face milling, the RUL 2 steel is less strained as compared with the other two steels. The greatest stresses are obtained by machining the VMoCN 17 steel with high speeds and feeds (Add. 16B) [1].

8. When grinding the annealed MoCN 15 steel the strains and the stresses are negative in both directions. The absolute values of the stresses increase with the cross feed s , and with the r.p.m. - s v_p (Add. 17A, 17B, 20A, 20B). The surface layer thickness ranges between 30...60 μm [1].

9. When grinding the annealed RUL 2 steel for small cross feeds s , negative strains and stresses are obtained for high cross feeds they are positive. The stress values increase with the speed (Add. 21A, B, 24 A, B). The surface layer thickness ranges between 50...95 μm [1].

10. When grinding the annealed VMoCN 17 steel for small cross feeds, positive strains and stresses are obtained; negative strains and stresses with greater absolute values are obtained for high feeds. The increasing of the r.p.m. - s v_p leads to a greater straining of the material (Add. 25 A, B—28 A, B). The surface layer thickness ranges between 35...65 μm [1].

11. The soft grinding or the grinding of the annealed materials influence both the MoCN 15 and the VMoCN 17 steel less than the RUL 2 steel, the stresses in the latter reaching the value of 25 daN/mm² (Table 1).

12. When hard grinding the tempered and hardened MoCN 15 steel negative strains and stresses are obtained. The absolute values of the stresses increase when the working rate is increased, i.e., when the speed v_p and especially the cross feed are increased (Add. 29 A, B — 32 A, B). The surface layer thickness ranges between 25...50 μm [1].

13. When grinding the tempered and hardened RUL 2 steel, positive strains and stresses are obtained, with greater values for increased working rates (Add. 33 A, B — 36 A, B). The surface layer thickness ranges between 35...75 μm . Due to samples prestressing in the clamping device increased stresses are obtained after machining (Add. 36 BIS, A, B) [1].

14. The machining of the tempered and hardened VMoCN 17 steel leads to negative strains and stresses for small r.p.m. - s v_p and to positive ones for high r.p.m. - s . The increase of the cross feed leads to an increase in surface stresses, the surface layer measuring 25...50 μm (Add. 37 A, B — 40 A, B) [1].

15. From the data obtained in the case of machining tempered materials followed by hardening it can be concluded that the RUL 2 steel is subjected to greater stresses than the other two materials. The peak values obtained are 23 daN/mm² for RUL 2 steel compared to 12 daN/mm² for MoCN 15 steel and 14.6 daN/mm² for VMoCN 17 steel (Table 1).

16. Stress analysing the materials it can be observed that the RUL 2 steel behaves differently at milling as compared to grinding. From the three materials the RUL 2 is the most stressed at grinding and less at milling (Table 1), the other two materials have close stress values for mild grinding and for milling.

17. The stresses values obtained when grinding the tempered and hardened materials are approximately equal to those obtained for the annealed materials. This is due to different working rates and to different surface hardness (the hardness values have been increased twice after thermal treatment).

18. Surface analysis after machining permits the determination of the surface layer thickness ranges: 80...125 μm for rough milling; 65...90 μm for finish milling; 55...85 μm for rough grinding; 35...60 μm for finish grinding.

19. Comparing the face milling with the ROMASCON milling heads and the face grinding with abrasive segments for annealed materials, as well as the different milling types, similar stresses and similar thicknesses of the influenced surface layer have been obtained. This fact allows to replace grinding by milling, with no danger regarding surface changes. The stress have the same sense; when positive it leads to a greater wear resistance and when negative—to a greater dynamic resistance to stress.

Received December 20, 1983

Polytechnic Institute, Iassy,
Department of Machine Constructions

REFERENCES

1. Paraschiv D., *Starea stratului superficial rezultat în urma prelucrărilor prin frezare și rectificare a oțelurilor de scule și rulmenți*. Teză de doctorat, Institutul politehnic Iași, 1981.
2. Bühler H., Tönshoff H. K., *Messen der durch plastische Verformungen in dünnen entstehenden Eigenspannungen*. Archiv für das Eisenhüttenwesen, Technische Hochschule Hannover, 38, 5 (Mai 1965).
3. Klein H. D., *Eigenspannungen und ihre Verminderung in Metallischen Werkstücken durch Spanende Bearbeitung*. Doctor - Ing. Dissertation, Düsseldorf, 1969.

CONSIDERAȚII PRIVIND INFLUENȚA REGIMURILOR DE LUCRU ASUPRA TENSIUNILOR DIN STRATUL SUPERFICIAL LA FREZAREA ȘI RECTIFICAREA PLANĂ

(Rezumat)

Se prezintă rezultatele obținute privind starea de tensiuni din stratul superficial al suprafețelor rezultate în urma prelucrărilor mecanice prin frezare și rectificare plană.

Frezarea s-a executat cu freze frontale cu ascuțire continuă cu plăcuțe brazate tip ROMASCON, iar rectificarea frontală s-a făcut cu ajutorul segmentilor abrazivi, pe o mașină de rectificat cu platou rotativ.

Materialele folosite la încercări au fost VMoCN 17, MoCN 15 și RUL 2 în stare recoaptă pentru frezare și în stare recoaptă călire urmată de revenire, pentru rectificare.



ÎNTEPRINDEREA DE MAȘINI AGREGAT ȘI MAȘINI UNELTE SPECIALE IAȘI

Telefon director : 981/36498
IAȘI — cod 6600 — ȘOS. TUȚORA NR. 32 — telefon 981/35651
ROMANIA

PRESENTS

I. DRILLING MACHINE WITH ADJUSTABLE DISTANCE BETWEEN AXES TYPE : MGAR 400, 500, 630

Features	MU	400	500	630
— overall dimensions	mm	3 075 × 770 × 1 575	3 200 × 900 × 1 850	3 800 × 1 200 × 2 210
— minimum distance between the base plate and the bell cover surface	mm	1 280	1 080	1 100
— net area of the base plate	mm ²	530 × 500	600 × 600	780 × 900
— net area of the bell cover	mm ²	560 × 380	710 × 480	560 × 860
— drilling head stroke	mm	400	400	630
— rapid feed speed	m/min	4,5	3	3
— rapid withdrawal	m/min	7	5,5	5
— work feed	mm/min	20—500	12—300	8—300
— feed force	daN	2 000	3 200	5 000
— maximum installed power	kW	4 (2 × 2,2)	7,5 (2 × 4)	11
— maximum nr. of broaches	pcs.	16 (2 × 8)	24 (2 × 12)	32 (2 × 16)
— maximum torque transmissible to the spindle	daNm	2,8	5	15
— speed range for gear pairs change	rpm	63—2 000 80—2 050	63—2 000 80—2 500	63—1 400 125—2 500
— number of gear box velocity steps	—	6	6	6
— number of distribution box velocity steps	—	1—3	3	1 ; 2 ; 3

II. MILLING AND CENTRING MACHINE TYPE : MFC 160—2

Features	MU	
— overall dimensions	mm	3 400 × 1 510 × 1 660
— weight	kg	4 700
— workpiece dimensions		
min. diameter	mm	20
max. diameter	mm	160
min. length	mm	160
max. length	mm	1 600
— working machine		
motor power	kW	4,5/6,8
number of milling spindle velocity steps	—	8
number of milling spindle rotations	rpm	800—400
— number of centring shaft rotations	rpm	160—800
— number of centring spindle velocity steps	—	8
— number of centring spindle rotations	rpm	190—950
— diameter of milling spindle		
in front bearing	mm	85
milling spindle taper	—	ISO-40
— max. diameter of milling cutter	mm	200 left, right
— diameter of drilling shaft in front bearing	mm	45
— drilling min. diameter	mm	1,5
— drilling max. diameter	mm	10
— drilling shaft travel	mm	70
— longitudinal and transversal feed (of slide and work unit)		
longitudinal feed	—	manual
transversal work feed	mm/min	20—400
fast transversal feed	mm/min	3 000
— productivity		
workpiece of min. diameter	p/h	60
workpiece of max. diameter	p/h	15

1985 JUL 3 2